

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Факультет біотехнології і біотехніки

(повна назва інституту/факультету)

Кафедра біотехніки та інженерії

(повна назва кафедри)

«На правах рукопису»

УДК 661.1:615.4

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

В.М. Мельник

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ ” 20 р.

## Магістерська дисертація

зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

(код і назва спеціальності)

на тему: «Підвищення енергоощадності теплообмінника системи  
водопідготовки»

Виконав: студент VI курсу, групи БІ-371мп

(шифр групи)

Колесник Олексій Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Науковий керівник к.т.н., доцент Шибєцький В.Ю.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультант Стартап к.е.н, доцент Ткаченко Т.П.

(назва розділу)

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Київ – 2018 року

## РЕФЕРАТ

УДК 661.1:615.4

Атестаційна робота освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» на тему: «Підвищення енергоощадності теплообмінника системи водопідготовки» / НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського»; Керівник Шибецький В.Ю. – К., 2018. – 80 с. іл. 28. Виконавець Колесник О.В. – Бібліогр.: 15п.

Робота складається з переліку умовних позначень, вступу, п'яти розділів, висновків, переліку посилань і додатків. Повний обсяг роботи становить 93 сторінки, 34 рисунків, 12 таблиць і переліку посилань з 15 найменувань (на 2 сторінках). Графічна частина складається з Апаратурно-технологічної схеми; Кожухотрубного теплообмінника, складальне креслення; Корпуса, складальне креслення; 3D-моделі Теплообмінник кожухотрубного – плакат 1; Кришки, складальне креслення; Трубної решітки; Перегородки; Штуцера типу Clamp.

Підготовка води грає одну з найважливіших ролей на фармацевтичних та харчових виробництвах. Теплообмінники виконуються підігрів води в холодні пори року для підігріву води перед обробкою.

Об'єктом дослідження слугує кожухотрубний теплообмінник зі встановленими у міжтрубний простір перегородками.

Предметом дослідження є процес теплообміну, характеристики теплообмінника та його окремих конструктивних елементів.

Мета магістерської дисертації полягає у дослідженні процесів теплообміну та розробці конструкції теплообмінника кожухотрубного з перегородками.

Приведені математичні та комп'ютерні дослідження показало, що запропонована конструкція є ефективнішою за аналоги та може бути використана при конструюванні нового обладнання або вдосконаленні вже існуючого.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** ТЕПЛООБМІННИК КОЖУХОТРУБНИЙ, ТЕПЛООБМІН, ВОДОПІДГОТОВКА.



## ANOTATION

Attestation work of educational qualification level "Master" on the topic: "Increasing the energy efficiency of the heat exchanger of the water treatment system" / NTUU "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"; Head Shybetetskii V.Y.. - K., 2018. - 93 p. il. 28. Performer Kolesnik O.V. - The bibliographer: 15p.

The work consists of a list of conditional abbreviations, an introduction, five sections, conclusions, a list of references and annexes. The full volume of work is 80 pages, 34 figures, 12 tables and a list of references from 15 titles. The graphical part consists of technological scheme of water treatment line, shell and tube heat exchanger. Assembly drawing, Hull, assembly drawing; 3D model of shell and tube heat exchanger - poster 1; cover, assembly drawing; Pipe grid; Divider; Clamp type connector.

Water preparation plays one of the most important roles in the pharmaceutical and food industries. Heat exchangers carry out heating the water in the cold seasons for heating the water before treatment.

The object of the study is a shell-tube heat exchanger with dividers.

The subject of the study is the heat transfer process, the characteristics of the heat exchanger and its separate structural elements.

The purpose of the master's dissertation is to study the processes of heat exchange and designing of the shell-tube heat exchanger with dividers.

The presented mathematical and computer studies showed that the proposed design is more effective than analogues and can be used in the design of new equipment or the improvement of an existing one.

**KEYWORDS:** SHELL-TUBE HEAT EXCHANGER, HEAT EXCHANGE, WATER TREATMENT.

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут»**

Факультет (інститут) \_\_\_\_\_ біотехнології і біотехніки \_\_\_\_\_  
(повна назва)

Кафедра \_\_\_\_\_ біотехніки та інженерії \_\_\_\_\_  
(повна назва)

Освітньо-кваліфікаційний рівень «магістр»

Напрямок підготовки \_\_\_\_\_ 13 «Механічна інженерія» \_\_\_\_\_  
(код і назва)

Спеціальність \_\_\_\_\_ 133 «Галузеве машинобудування» \_\_\_\_\_  
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ В.М.Мельник \_\_\_\_\_  
(підпис) (ініціали, прізвище)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ  
на магістерську дисертацію студенту  
Колеснику Олексію Володимировичу**  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: «Підвищення енергоощадності теплообмінника системи водопідготовки»

науковий керівник дисертації Шибєцький Владислав Юрійович, к.т.н.,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Строк подання студентом дисертації \_\_\_\_\_

3. Об'єкт дослідження: кожухотрубний теплообмінник

4. Предмет дослідження: вивчення впливу заміни теплового агента з пари на конденсат у кожухотрубному теплообміннику та встановлення перегородок у міжтрубний простір даного апарата на процес теплообміну

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: провести огляд літератури за темою дисертації, теоретичне дослідження, комп'ютерне моделювання конструкції кожухотрубного теплообмінника, практична реалізація розробленої конструкції, дослідження економічної доцільності виробництва і реалізації запропонованої конструкції кожухотрубного теплообмінника.

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу: Апаратурно-технологічна схема; Кожухотрубний теплообмінник, складальне креслення; Корпус, складальне креслення; Кришка, складальне креслення; Труба решітка; Перегородка; Штуцер типу Clamp; 3D-модель Теплообмінника кожухотрубного – плакат 1; Результати комп'ютерного моделювання – плакат 2.

7. Орієнтовний перелік публікацій Публікація в журналі «Інтернаука» на тему «Комп'ютерне моделювання теплообміну оребреної труби»; Тези на тему «Використання укупорочних апаратів у харчовій промисловості»

#### 8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
5	к.е.н, доцент Ткаченко Тетяна Петрівна		

9. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

#### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
	Огляд літератури	29.10-2.11.2018	
	Теоретичні	5.11-09.11.2018	
	Комп'ютерне моделювання	12.11-14.11.2018	
	Виконання розрахунків для практичної реалізації	15.11-19.11.2018	
	Виконання складальних креслень	20.11-24.11.2018	
	Розроблення стартапу	26.11-30.11.2018	
	Оформлення ПЗ	3.12-7.12.2018	
	Підготовка до захисту	8.12-20.12.2018	

Студент

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Колесник О.В.

(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Шибєцький В.Ю.

(ініціали, прізвище)

## Зміст

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	9
ВСТУП.....	10
1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ .....	11
1.1.КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ	11
1.2.МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІНУ .....	23
1.3.ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ .....	24
2.МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ.....	25
2.1.Побудування програми та співвідношень у програмному пакеті Mathcad...	34
2.1.1.Модель для коридорного пучка труб .....	34
2.1.2.Модель для шахового пучка труб.....	36
2.1.3.Висновки .....	37
3.КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛООБМІНУ У ТЕПЛООБМІННИКУ ЗІ ВСТАНОВЛЕНИМИ ПЕРЕГОРОДКАМИ.....	38
3.1.Методи комп'ютерного моделювання .....	38
3.2.Виконання та аналіз результатів комп'ютерної моделі .....	38
3.3.Висновки .....	42
4.ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА КОЖУХОТРУБНОГО.....	43
4.1.Обґрунтування вибору проектованої конструкції .....	43
4.2.Технічна характеристика .....	45
4.3.Розташування труб у трубному пучку .....	46
4.4.Розрахунок циліндричної обичайки (корпуса).....	46
4.5.Розрахунок еліптичного днища(кришки). ....	51

4.6.Розрахунок штуцерів.....	54
4.7.Розрахунок фланцевого з'єднання корпусу і днища( кришки). ....	56
4.8.Вибір опорних лап.....	61
4.9.Рекомендації з монтажу та експлуатації.....	66
5. РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ.....	69
5.1. Резюме .....	69
5.2. Аналіз зовнішнього та внутрішнього середовища підприємства .....	70
5.2.1. Загрози і можливості зовнішнього середовища.....	70
5.2.2. Переваги та недоліки внутрішнього середовища .....	72
5.3. Аналіз конкурентного середовища за методом квадрату Бове .....	73
5.4. Місце розробки у системі цінностей підприємства за методом Бостонської матриці.....	74
5.6. Анкета для споживачів .....	77
5.7. Оцінка ринкових позицій інноваційної розробки.....	78
5.7.1. Анкета.....	78
5.11. Матеріальна, документальна та організаційно-технічна підготовка виробництва .....	87
5.11.1. Розрахунок техніко-економічних показників .....	87
5.12. Техніко-економічні показники підприємства .....	87
ВИСНОВОК.....	92
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ .....	93
ДОДАТОК А. Специфікації	
ДОДАТОК Б. Творчий доробок	



## ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

В.о. – вода очищена;

ЛП – лікарський препарат;

АФІ – активний фармацевтичний інгредієнт;

$Nu$  – число Нуссельта;

$Pr$  – критерій Прандтля;

$Re$  – критерій Рейнольдса;

$\Phi$  – фільтр;

$Z$  – збірник-накопичувач;

$T$  – теплообмінник;

$H, h$  – висота, мм;

$V$  – об'ємні витрати,  $m^3/c$ ;

$\mu$  – в'язкості коефіцієнт: динамічний,  $Pa \cdot c$ ;

$\nu$  – кінематичний  $Pa \cdot c$ ;

$\rho$  – густина;

$D, d$  – діаметр;

$L, l$  – довжина;

$m$  – маса;

$V$  – об'єм;

$f, S$  – площа поперечного перерізу;

$F$  – площа поверхні;

$T, t$  – температура;

$\alpha$  – коефіцієнт теплопровідності,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ .

## ВСТУП

На сьогоднішній день для фармацевтичної, мікробіологічної та інших промисловостей необхідна вода, яка б відповідала ряду вимог, що забезпечують найкраще проходження виробничих процесів.

Вода очищена – це вода, що пройшла певну очистку і використовується для виробництва лікарських препаратів, мийних та мийно-дезінфікуючих засобів, для підготовки обладнання, інвентарю та приміщень і використовується як вихідна сировина при виробництві води для ін'єкцій.

В даному дипломному проєкті розглянуто інтенсифікацію теплообміну у теплообміннику кожухотрубному в системі водопідготовки.

Обраний кожухотрубний теплообмінник використовується для нагріву води питної у холодні пори року. Це необхідно для інтенсифікації наступних процесів пом'якшення, дехлорування та процесу зворотного осмосу.

Мета роботи – вивчення впливу заміни теплового агента з пари на конденсат у кожухотрубному теплообміннику та встановлення перегородок у міжтрубний простір даного апарата на процес теплообміну.

Для досягнення поставленої мети було виділено наступні задачі:

- провести детальний та розширений огляд існуючих видів теплообмінників та способів інтенсифікації процесів у них;
- на основі знайдених конструкцій обрати найоптимальнішу геометрію;
- створити математичну модель;
- створити об'ємну модель апарата за допомогою програмного забезпечення SolidWorks;
- змодельовати процес теплообміну за допомогою програмного забезпечення FlowVision;
- надати рекомендації щодо удосконалення конструкції та роботи апарата.

## 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

### 1.1. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Теплообмінні апарати класифікують за різними ознаками.

За способом передачі тепла їх можна розділити на дві групи: поверхневі і змішанні. Теплообмінники мають конструктивні особливості в залежності від призначення, від напрямку руху робочих середовищ, від компоновки теплообмінної поверхні, градієнту температур теплоносіїв, матеріалу з якого виготовлений апарат, від конфігурації теплообмінної поверхні. Вимоги до промислових теплообмінних апаратів в залежності від конкретних умов застосування досить різноманітні.

Основними вимогами є: забезпечення найбільш високого коефіцієнта теплопередачі при можливо меншому гідравлічному опорі; компактність і найменша витрата матеріалу; надійність і герметичність у поєднанні з розбірністю і доступністю поверхні теплообміну для механічного очищення їх від забруднень; уніфікація вузлів і деталей; технологічність механізованого виготовлення широких рядів поверхонь теплообміну для різного діапазону робочих температур, тисків і т.д. [1].

При створенні нових, більш ефективних теплообмінних апаратів прагнуть:

зменшити питомі витрати матеріалів, праці, коштів, енергії, які витрачаються при роботі в порівнянні з тими ж показниками існуючих теплообмінників. Питомими витратами для теплообмінних апаратів є витрати, віднесені до теплової продуктивності в заданих умовах [4].

Інтенсивністю процесу або питомої теплової продуктивністю теплообмінного апарату визначається кількість тепла, переданого в одиницю часу через одиницю поверхні теплообміну при заданому тепловому режимі.

Інтенсивність процесу теплообміну характеризується коефіцієнтом теплопередачі. На інтенсивність і ефективність впливають форма поверхні теплообміну; еквівалентний діаметр і компонування каналів, що забезпечують

оптимальні швидкості руху середовищ; середній температурний напір; наявність турбулентності в каналах; обребрення і т.д. Крім конструктивних методів інтенсифікації процесу теплообміну існують режимні методи, пов'язані зі зміною гідродинамічних параметрів і режиму течії рідини біля поверхні теплообміну.

Режимні методи включають: підведення коливань до поверхні теплообміну, створення пульсацій потоків, вдування газу в потік або відсмоктування робочого середовища через пористу стінку, накладення електричних або магнітних полів на потік, запобігання забруднень поверхні теплообміну шляхом сильної турбулізації потоку і т.д. Процеси теплообміну здійснюються в теплообмінних апаратах різних типів і конструкцій.

За способом передачі тепла теплообмінні апарати ділять на поверхневі і змішувальні. У поверхневих апаратах робочі середовища обмінюються теплом через стінки з теплопровідного матеріалу, а в змішувальних апаратах тепло передається при безпосередньому перемішуванні робочих середовищ.

Змішувальні теплообмінники простіше по конструкції ніж поверхневі: тепло в них використовується повніше. Але вони придатні лише в тих випадках, коли по технологічним умовам виробництва допустимо змішування робочих середовищ.

Поверхневі теплообмінні апарати, в свою чергу, діляться на рекуперативні і регенеративні. У рекуперативних апаратах теплообмін між різними теплоносіями відбувається через розділові стінки. При цьому тепловий потік в кожній точці стінки зберігає один і той же напрямок. В регенеративних теплообмінниках теплоносії поперемінно стикається з однією і тією ж поверхнею нагріву. При цьому напрямок теплового потоку в кожній точці стінки періодично змінюється. Розглянемо рекуперативні поверхневі теплообмінники безперервної дії, найбільш поширені в промисловості [3].

Основними елементами кожухотрубчасті теплообмінників є пучки труб, трубні решітки, корпус, кришки, патрубки. У кожухотрубчастому теплообміннику (рис. 1.1, 1.2) одне що обмінюється теплом середовище 1

рухається всередині труб (в трубному просторі), а інше 2 в міжтрубному просторі.

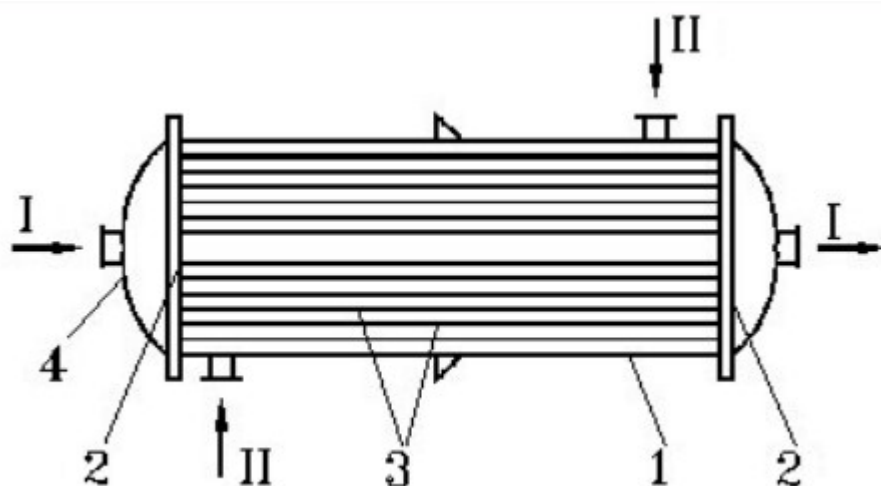


Рис. 1.1. Кожухотрубчастий одноходовий теплообмінник

1 - корпус; 2 - трубні решітки; 3 - труби; 4 – кришки.

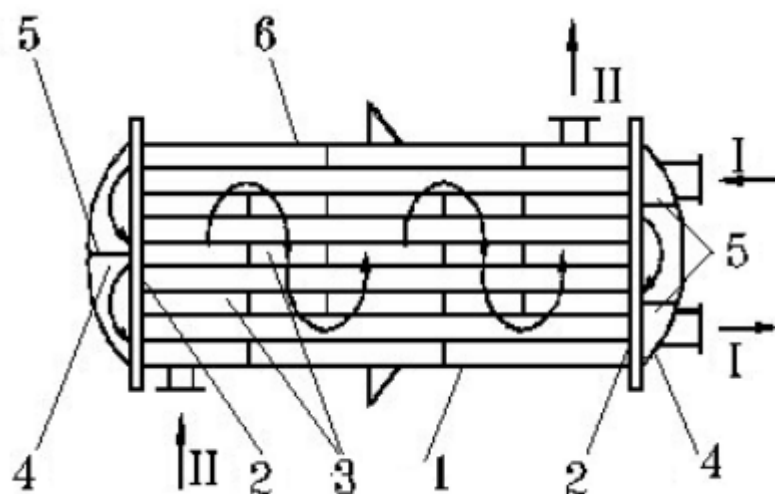


Рис. 1.2. Кожухотрубчастий багатоходовий теплообмінники 1 - корпус; 2 – трубні решітки; 3 - труби; 4 - кришки; 5 - перегородки в кришках; 6 - перегородки в міжтрубному просторі.

Середовища зазвичай направляють протитечією один до одного. При цьому нагрівається середовище, яке направляється знизу вгору, а середовище, що віддає тепло - в протилежному напрямку. Такий напрям руху кожного середовища збігається з напрямом, в якому прагне рухатися рідина під впливом зміни її щільності при нагріванні та охолодженні.

Крім того, при зазначених напрямках руху середовищ досягається більш рівномірний розподіл швидкостей і ідентичні умови теплообміну по площі поперечного перерізу апарату. В іншому випадку, наприклад, при подачі більш холодного середовища зверху теплообмінника, більш нагріта частина рідини, як легша, може накопичуватися у верхній частині апарату, утворюючи "застійні" зони. Труби в решітках зазвичай рівномірно розміщують по периметрах правильних шестикутників, тобто по вершинах рівносторонніх трикутників (рис. 1.3а), рідше застосовують розміщення труб по концентричних колах (рис. 1.3б). В окремих випадках, коли необхідно забезпечити зручне очищення зовнішньої поверхні труб, їх розміщують по периметрах прямокутників (рис. 1.3в). Всі зазначені способи розміщення труб переслідують одну мету: забезпечити максимально компактне розміщення необхідної поверхні теплообміну усередині апарату. У більшості випадків найбільша компактність досягається при розміщенні трубок по периметрах правильних шестикутників

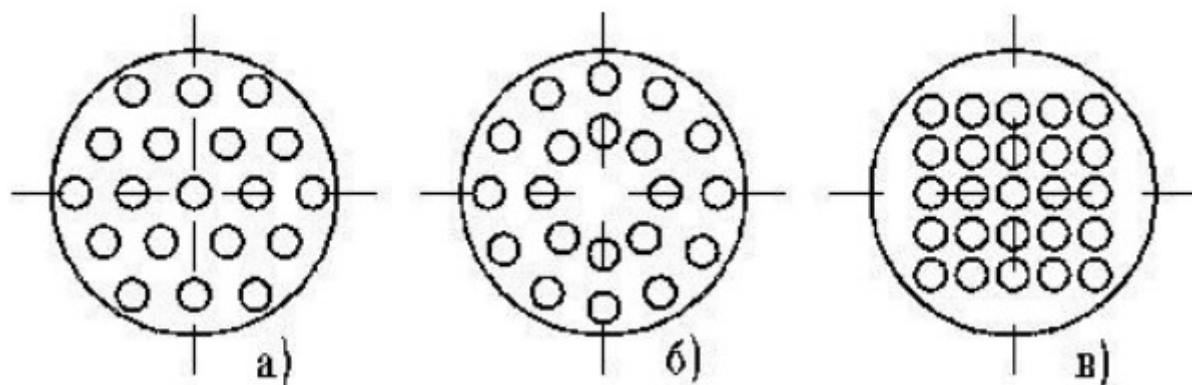


Рис. 1.3. Способи розміщення труб в теплообмінниках

а) по периметрах правильних шестикутників; б) по концентричних колах; в) по периметрах прямокутників (коридорне розташування).

Кожухотрубчасті теплообмінники можуть бути вертикальними, горизонтальними і похилими відповідно до вимог технологічного процесу або зручності монтажу.

Залежно від величини температурних подовжень трубок і корпусу застосовують кожухотрубчасті теплообмінники жорсткої, полужорсткої і нежорсткої конструкцій.

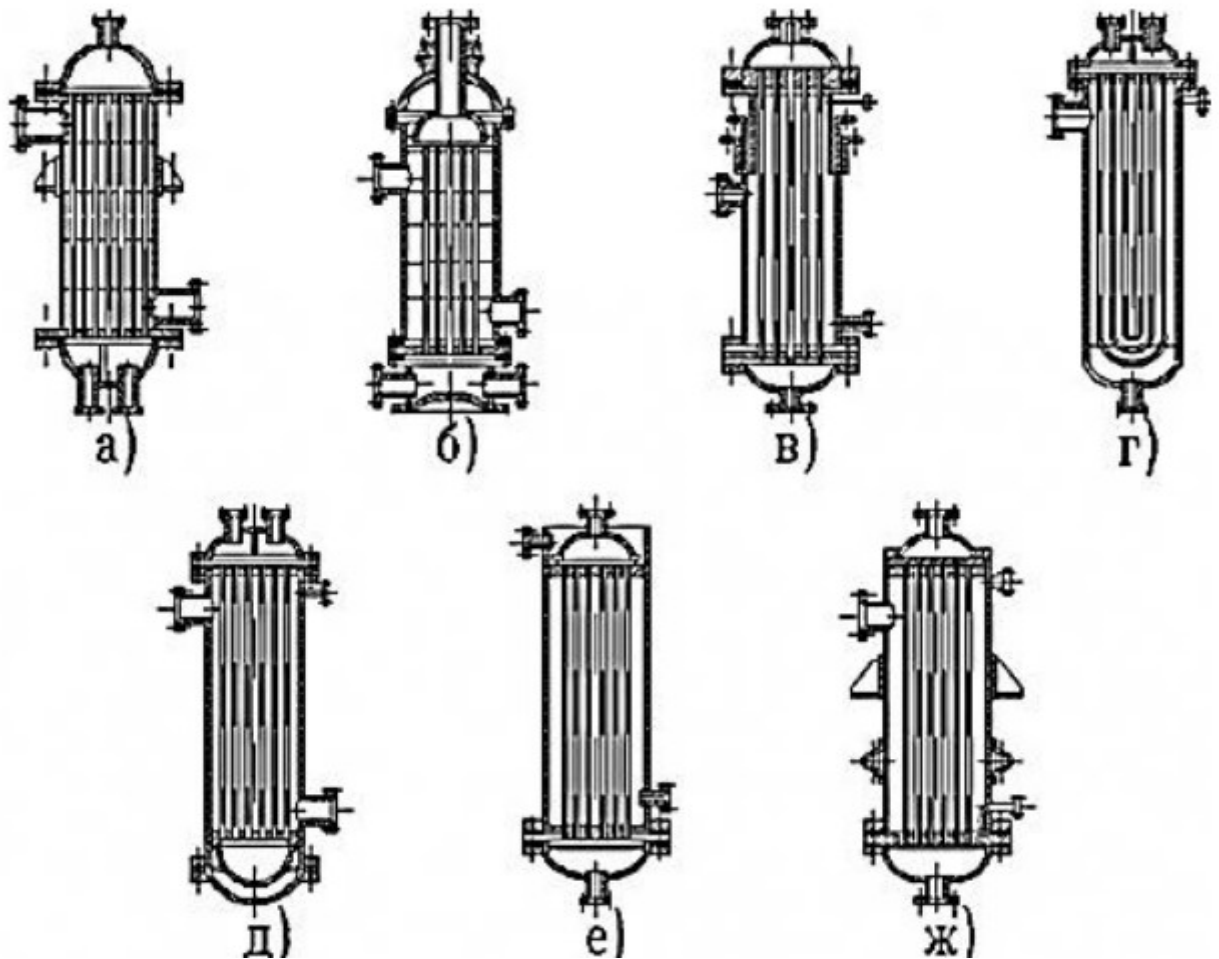


Рис. 1.4. Типові конструкції теплообмінників

Апарати жорсткої конструкції (рис. 1.5а) використовують при порівняно невеликих різницях температур корпусу і пучка труб, ці теплообмінники відрізняються простотою пристрою.

У кожухотрубних теплообмінниках нежорсткій конструкції передбачається можливість деякого незалежного переміщення теплообмінних труб і корпусу для усунення додаткових напружень і температурних подовжень. Нежорсткість конструкції забезпечується сальниковим ущільненням на патрубку (рис. 1.5б) або корпусі (рис. 1.5в), пучком U-образних труб (рис. 1.5г), рухомий трубної решітки закритого і відкритого типу (рис. 1.5д, е).

В апаратах полужорсткій конструкції температурні деформації компенсуються осьовим стисненням або розширенням спеціальних компенсаторів, встановлених на корпусі (рис. 1.5ж). Напівжорстка конструкція надійно забезпечує компенсацію температурних деформацій, якщо вони не перевищують 10- 15 мм, а умовний тиск в міжтрубному просторі становить не більше 2,5 кгс / см<sup>2</sup>.

#### Елементні (секційні) теплообмінники

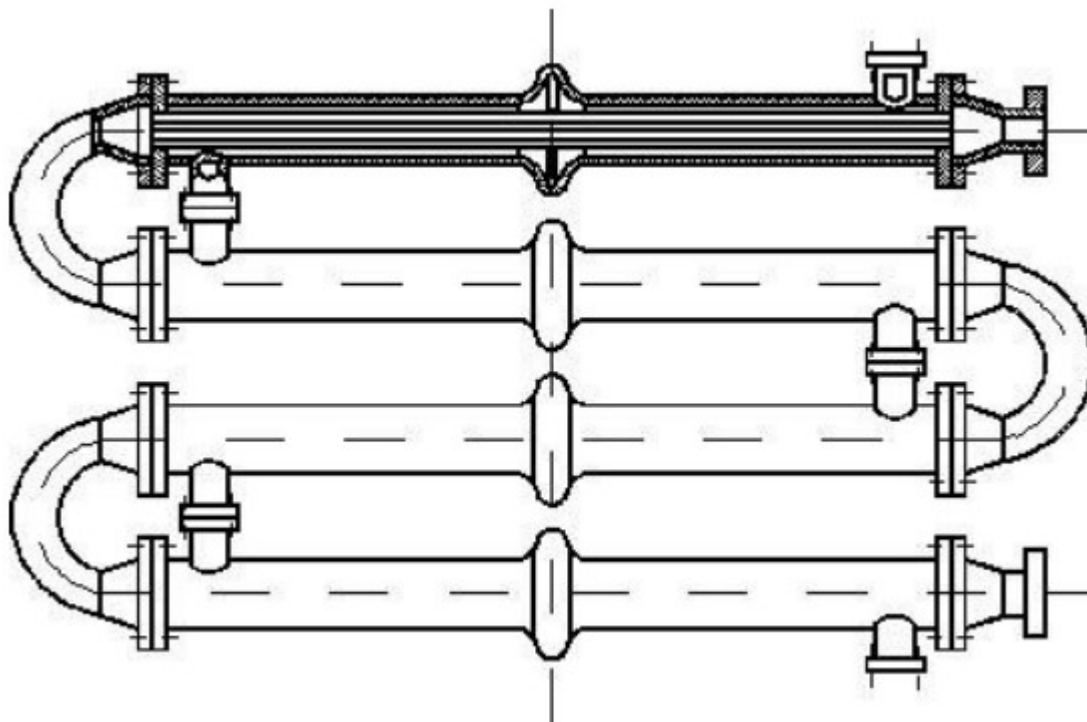


Рис. 1.5. Елементний теплообмінник

Ці теплообмінники складаються з послідовно з'єднаних елементів-секцій (рис. 1.5). Поєднання декількох елементів з малим числом труб відповідає принципу багатогодового кожухотрубчатого апарату, який працює за найбільш вигідною схемою протитечії. Елементні теплообмінники ефективні в разі зміни агрегатного стану. Їх також доцільно застосовувати при високому тиску робочих середовищ. Відсутність перегородок знижує гідравлічний опір і зменшує ступінь забруднення міжтрубного простору. Однак у порівнянні з багатогодовими кожухотрубчастими теплообмінниками елементні теплообмінники менш компактні і дорожчі через збільшення числа дорогих елементів апарату -трубних решіток, фланцевих з'єднань, компенсаторів і ін. [3]



## Двотрубні теплообмінники типу "Труба в трубі"

Теплообмінники цього типу складаються з ряду послідовно з'єднаних ланок

(рис. 1.6). Кожна ланка являє собою дві співвісні труби. Для зручності чищення і заміни внутрішні труби зазвичай з'єднують між собою "калачами" або колінами. Двотрубні теплообмінники, що мають значну поверхню нагріву, складаються з ряду секцій із паралельно з'єднаних пар. Такі теплообмінники часто застосовують як рідинні або газо-рідинні. Підбором діаметрів внутрішньої і зовнішньої труб можна забезпечити обом робочим середовищам, які беруть участь в теплообміні, необхідну швидкість для досягнення високої інтенсивності теплообміну.

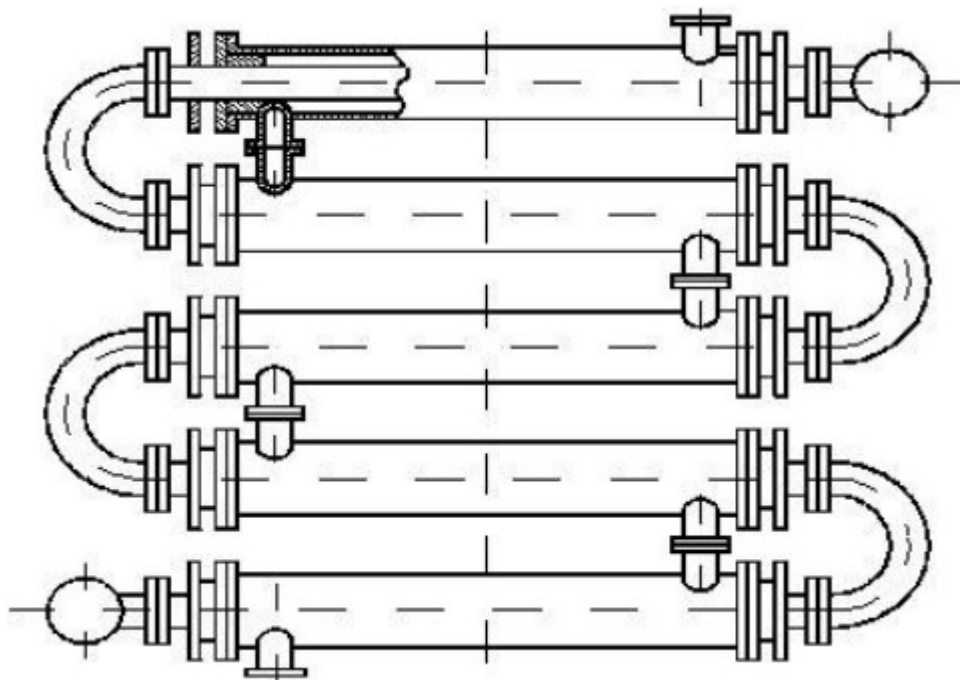


Рис. 1.6. Теплообмінник типу "Труба в трубі"

Переваги двотрубного теплообмінника: високий коефіцієнт тепловіддачі, придатність для нагріву або охолодження середовищ при високому тиску, простота виготовлення, монтажу та обслуговування.

Недоліки двотрубного теплообмінника: громіздкість, висока вартість внаслідок великої витрати металу на зовнішні труби, які беруть у теплообміні, складність очищення кільцевого простору.

Кручені теплообмінники

Поверхня нагріву кручених теплообмінників (рис. 1.7) komponується з ряду концентричних змійовиків, укладених в кожух і закріплених у відповідних голівках.

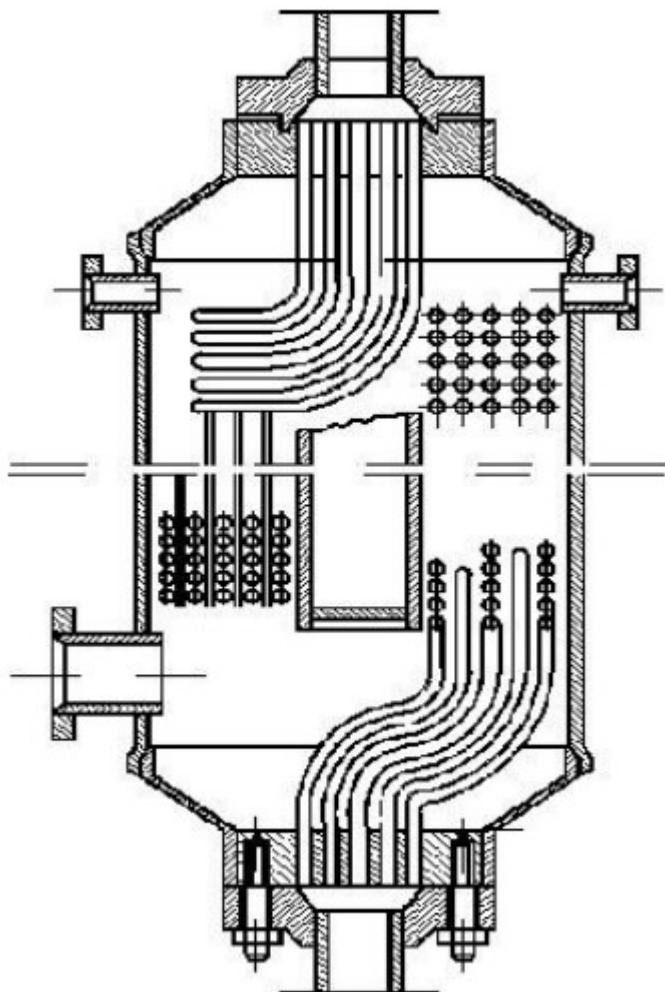


Рис.1.7. Кручений теплообмінник

Теплоносії рухаються по трубному і міжтрубному просторах. Кручені теплообмінники широко застосовують в апаратурі високого тиску для процесів розділення газових сумішей методом глибокого охолодження. Ці теплообмінники характеризуються здатністю до самокомпенсації, достатньою для сприйняття деформацій від температурних напружень.

#### Занурювальні теплообмінники

Теплообмінники цього типу складаються з плоских або циліндричних змійовиків (аналогічно крученим), занурених у посудину з рідким робочим середовищем. Внаслідок малої швидкості омивання рідиною і низькою

тепловіддачею зовні змійовика занурені теплообмінники є недостатньо ефективними апаратами. Їх доцільно використовувати, коли рідка робоче середовище знаходиться в стані кипіння або має механічні включення, а також при необхідності застосування поверхні нагрівання зі спеціальних матеріалів (свинець, кераміка, ферросілід і ін.), Для яких форма змійовика найбільш прийнятна.

#### Зрошувальні теплообмінники

Зрошувальні теплообмінники це ряд розташованих одна над іншою прямих труб, зрошуваних зовні водою (рис. 1.8). Труби з'єднують зварюванням або на фланцях за допомогою "калачів".

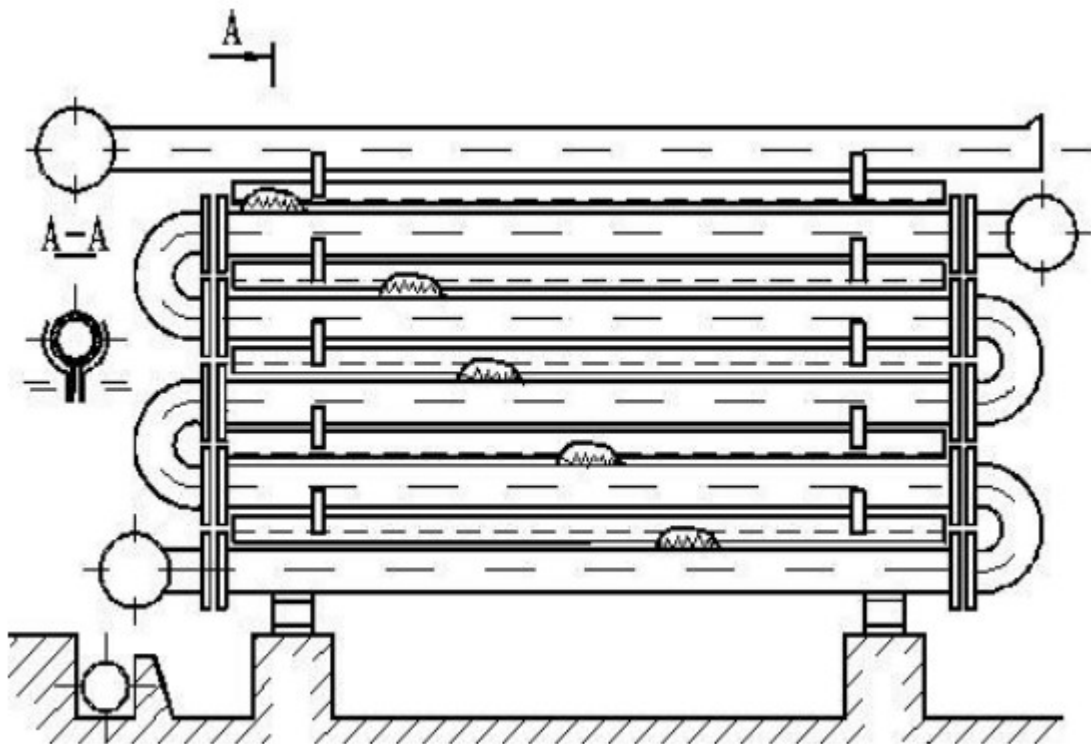


Рис. 1.8. Зрошувальний теплообмінник

Зрошувальні теплообмінники застосовують головним чином в якості холодильників для рідин і газів або як конденсатори. Зрошувальна вода рівномірно подається зверху через жолоб з зубчастими краями. Зрошувальна вода частково випаровується, внаслідок чого витрата її в зрошувальних теплообмінниках трохи нижче, ніж в холодильниках інших типів. Зрошувальні теплообмінники є досить громіздкі апарати, вони характеризуються низькою інтенсивністю теплообміну, але прості у виготовленні і експлуатації. Їх

застосовують, коли потрібна невелика продуктивність, а також при охолодженні хімічно агресивних середовищ або необхідності застосування поверхні нагрівання з спеціальних матеріалів (наприклад, для охолодження кислот застосовують апарати з кислототривкого ферросіліда, який погано обробляється).

#### Спіральні теплообмінники

У спіральному теплообміннику (рис. 1.9) поверхню теплообміну утворюється двома металевими листами 1 і 2, згорнутими по спіралі [4].

Внутрішні кінці листів приварені до глухої перегородки 3, а їх зовнішні кінці зварені один з одним. З торців спіралі вони закриті встановленими на прокладках плоскими кришками 4 і 5. Таким чином всередині апарату утворюються два ізольованих один від одного спіральних канали (шириною 2-8 мм), за якими, як правило друг проти друга рухаються теплоносії. Як показано на рис.1.10, теплоносій 1 надходить через нижній штуцер і видаляється через бічний штуцер в правій кришці теплообмінника, а теплоносій 2 входить в верхній штуцер і видаляється через бічний штуцер в лівій кришці (2-8 мм), за якими, як правило протитечією, рухаються теплоносії. теплообмінника, а теплоносій 2 входить в верхній штуцер і видаляється.

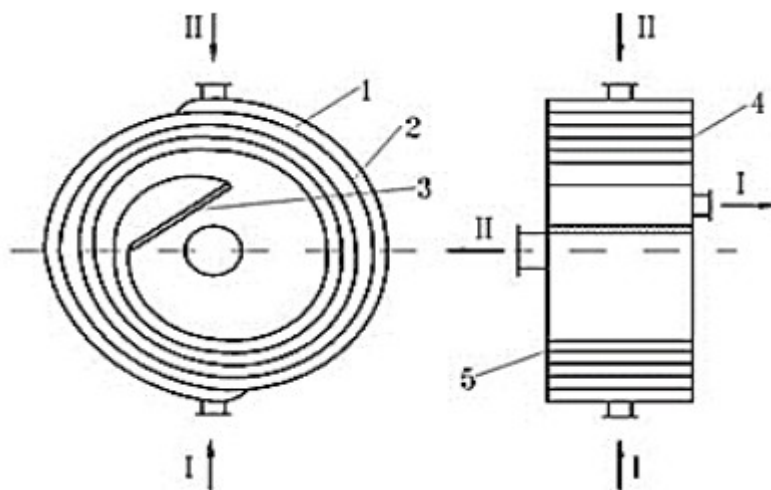


Рис.1.9. Спіральний теплообмінник

1, 2 - листи, згорнуті в спіраль; 3 - перегородка; 4, 5 - кришки

Є також конструкції спіральних теплообмінників перехресного струму, що застосовуються головним чином для нагріву і охолодження газів і конденсації пари.

Спіральні теплообмінники дуже компактні, працюють при високих швидкостях теплоносіїв (для рідин 1-2 м / с) і мають при рівних швидкостях середовищ менший гідравлічний опір, ніж трубчасті теплообмінники різних типів. Разом з тим ці апарати складні у виготовленні і працюють при обмежених надлишкових тисках, що не перевищують  $10 \times 10^5$  н / м<sup>2</sup> (10 ат), так як намотування спіралей ускладнюється зі збільшенням товщини листів; крім того, виникають труднощі при створенні щільного з'єднання між спіралями і кришками.

#### Пластинчасті теплообмінники

Останнім часом поширені пластинчасті розбірні теплообмінники, що відрізняються інтенсивним теплообміном, простотою виготовлення, компактністю, малими гідравлічними опорами, зручністю монтажу і очищення від забруднень.

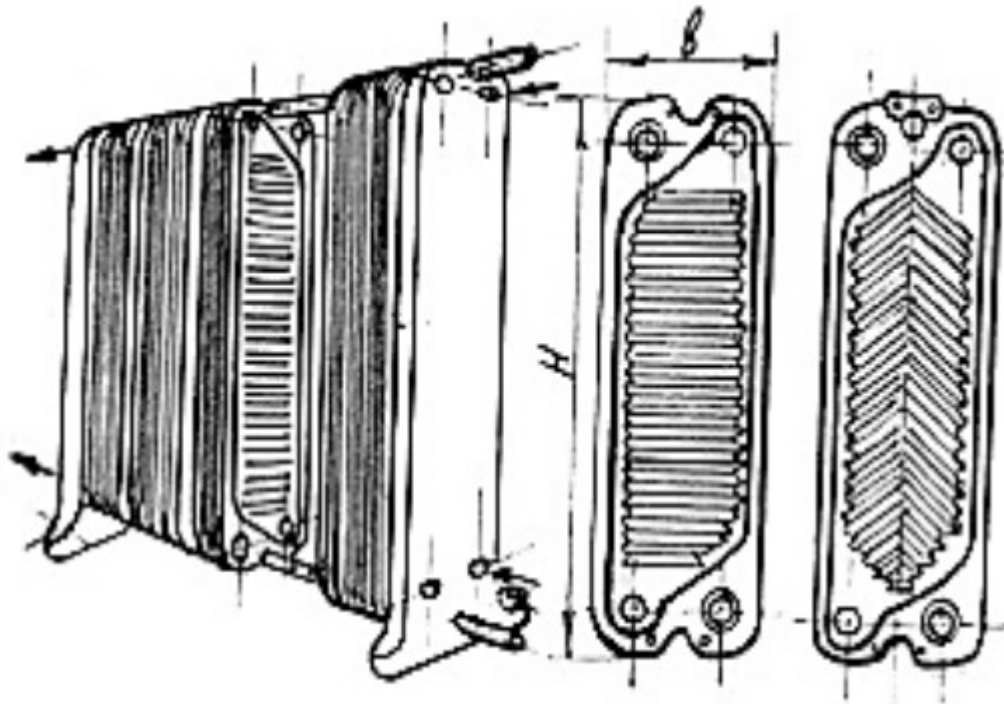


Рис. 1.10. Пластинчастий теплообмінник

Ці теплообмінники складаються з окремих пластин, розділених гумовими прокладками, двох кінцевих камер, рами і стяжних болтів (рис. 1.10). Пластини штампують з тонколистової сталі (товщина 0,7 мм). Для збільшення поверхні теплообміну і турбулізації потоку теплоносія проточну частину пластин виконують гофрованою або ребристою, причому гофри можуть бути горизонтальними або розташовані в ялинку (крок гофра 11,5; 22,5; 30 мм; висота 4-7 мм). До пластин приклеюють гумові прокладки круглої і спеціальної форми для герметизації конструкції; теплоносій направляють або уздовж пластини, або через отвір в наступний канал.

Рух теплоносіїв в пластинчастих теплообмінниках може здійснюватися прямою, протитечією і за змішаною схемою [5]. Поверхня теплообміну одного приладу може відрізнятись від 1 до 160 м<sup>2</sup>, число пластин - від 7 до 303. У розбірних пластинчастих теплообмінниках температура теплоносія обмежується 150°C (з урахуванням властивостей гумової прокладки), тиск не повинен перевищувати 10 кгс / см<sup>2</sup>. Потік робочого середовища в каналах, які створені пластинами, піддається штучній турбулізації при порівняно невеликих витратах енергії. Оптимальні розміри каналів для робочих середовищ, а також різні варіанти компоновки цих каналів дозволяють інтенсифікувати процес теплопередачі в два-три рази порівняно з теплопередачею в кожухотрубчастих теплообмінних апаратах.

Принцип пристрою пластинчастого теплообмінника дає можливість здійснювати різні схеми компоновання пластин для кожної робочої середовища, змінювати (збільшувати або зменшувати) поверхні теплообміну не тільки проектного, а і вже використовуваного апарату, вносити різні коригування в схему руху потоків, а також зосереджувати на одній рамі кілька теплообмінних секцій різного призначення для виконання в одному апараті всього комплексу операцій технологічної обробки декількох робочих середовищ при різних температурних режимах.

Компонувальні можливості пластинчастих апаратів дозволяють конструктору створювати будь-які перетину паралельних і послідовних ходів

(а, отже, оптимальні швидкості робочих середовищ при заданих витратах), підбирати в кожному окремому випадку оптимальні умови для теплообміну з урахуванням повного використання наявного напору. [6]

## 1.2. МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІНУ

- Запобігання відкладень (шламу, солей, корозійних окислів) шляхом систематичної промивання, чищення і спеціальної обробки поверхонь теплообміну і попереднього відділення з теплоносіїв речовин і домішок, що дають відкладення;
- Продування трубного і міжтрубного просторів від інертних газів, різко знижують теплообмін при конденсації пари;
- Штучна турбулізація потоку. При низьких значеннях числа Рейнольдса  $Re$ , відповідних дотурбулентним режимам, можна штучної турбулізації потоку (турбулізуючими ґратами, штучної шорсткістю, створенням пульсації або закручуванням потоку і т.д.) досягти значень коефіцієнта тепловіддачі, відповідних розвиненому турбулентному режиму. Однак у зв'язку зі зниженням ефекту, одержуваного від штучної турбулізації, при підвищенні числа  $Re$  може наступити момент, коли темп зростання тепловіддачі і розвиток турбулентності буде економічно марним;
- Ребра поверхні теплообміну, доцільне як для підвищення коефіцієнта теплопередачі, так і для зниження маси теплообмінника. Поверхня ребрення, в 5-10 разів перевершує поверхню несучих трубок, не схильна до одностороннього тиску, а тому ребра можна виконувати з більш тонкого матеріалу, ніж стінки труб, і цим досягти значного зниження маси апарату і витрати металу;
- Використання конденсату як теплового агента замість пари. Це зменшить витрати на переробку відходів, а також дозволить використовувати рекуперацію тепла.

### 1.3. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи – вивчення впливу заміни теплового агента з пари на конденсат у кожухотрубному теплообміннику та встановлення перегородок у міжтрубний простір даного апарата на процес теплообміну.

Для досягнення поставленої мети було виділено наступні задачі:

- провести детальний та розширений огляд існуючих видів теплообмінників та способів інтенсифікації процесів у них;
- на основі знайдених конструкцій обрати найоптимальнішу геометрію;
- створити математичну модель;
- створити об'ємну модель апарата за допомогою програмного забезпечення SolidWorks;
- змодельовати процес теплообміну за допомогою програмного забезпечення FlowVision;
- надати рекомендації щодо удосконалення конструкції та роботи апарата.



## 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ

Омивання труби поперечним необмеженим потоком рідини характеризується рядом особливостей. Плавне, безвідривне обтікання циліндра у вигляді як на рис. 2.1 може існувати лише при  $Re < 5$ .

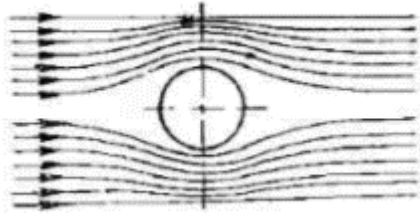


Рис. 2.1. Невідривне омивання циліндра

Якщо  $Re > 5$  круговий циліндр являє собою незручнообтічне тіло. Пограничний шар, що утворюється на передній половині труби, в кормовій частині відривається від поверхні, і позаду циліндра утворюються два симетричних вихори. При подальшому збільшенні числа Рейнольдса вихори витягуються за течією все далі від труби. Потім вихори періодично відриваються від труби і виносяться потоком рідини, утворюючи за циліндром вихорову доріжку.

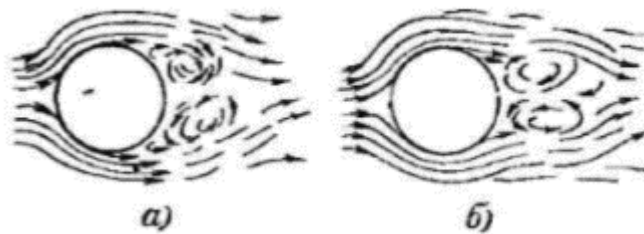


Рис. 2.2. Омивання цилінда з відривом ламінарного (а) та турбулентного шару (б).

До  $Re = 10^3$  частота відриву вихора росте і потім в області приблизно  $Re = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$  стає практично постійною величиною, що характеризується числом Струхала  $\left| Sh = \frac{\zeta d}{\omega_0} = 0,2 \right|$  (тут  $\zeta$  – частота).

Відрив пограничного шару є наслідком зростання тиску вздовж потоку і підгальмовування рідини твердою стінкою. При обтіканні передньої половини циліндру розріз потоку зменшується, а швидкість рідини збільшується, в

результаті чого статичний тиск біля поверхні стінки знижується. Навпаки, в кормовій частині статичний тиск збільшується, бо тут швидкість зменшується.

За рахунок дій сил в'язкості швидкість, і, відповідно, кінетична енергія рідини безпосередньо біля поверхні циліндра малі. Зростання тиску вздовж потоку призводить до гальмування рідини і наступній появі зворотнього руху. Зворотній рух відтісняє пограничний шар від поверхні тіла; відбувається відрив потоку і утворення вихорів (рис. 2.3).

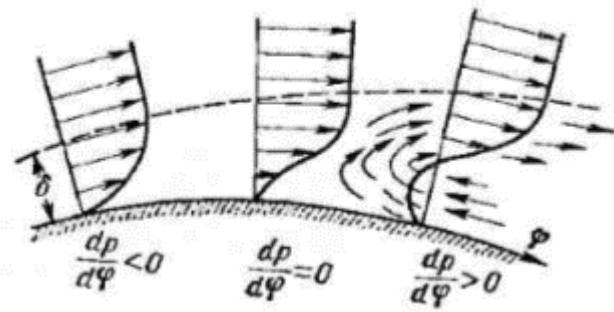


Рис. 2.3. Розподілення швидкості біля поверхні циліндра і утворення зворотньої течії

Відрив пограничного шару і утворення вихорів є основною особливістю поперечного омивання труби.

При відносно невеликих числах Рейнольдса і малій степені турбулентності набігаючого потоку спостерігається відрив ламінарного пограничного шару. Він відбувається при куті, що приблизно дорівнює  $82^\circ$  (кут відраховується від лобової утворюючої труби), і має місце незабаром після мінімуму тисків.

Якщо числа Рейнольдса значні, підгальмовування течії за рахунок росту тиску призводить не до відриву, а до переходу руху в шарі в турбулентну форму. Турбулентний пограничний шар має більшу кінетичну енергію, бо остання додатково переноситься в шар із зовнішнього потоку турбулентними пульсаціями. В результаті місце відриву різко зміщується по потоку. Турбулентний шар відривається при куті  $140^\circ$ . Зміщення місця відриву призводить до зменшення вихорової зони за циліндром (рис 2.2), обтікання циліндру покращується.

Турбулентна течія в частині пограничного шару настає при достатньо великих значення  $Re$ . Було досліджено, що турбулентний пограничний шар з'являється при  $Re = Re^5 \div 4 \cdot 10^5$ .

На величину  $Re_{кр}$  впливає степінь турбулентності набігаючого на циліндр потоку рідини і інші фактори. Чим більша степінь турбулентності, тим при менших значеннях  $Re$  з'явиться турбулентний пограничний шар. Степінь турбулентності потоку може залежати від конструкції дослідної установки і змінюватися зі зміною швидкості потоку. Можна прийняти, що наближено  $Re_{кр} = 2 \cdot 10^5$ .

За даними А. А. Жукаускаса і П. М. Дауетаса при  $Re > 2 \cdot 10^5$  кут, що відповідає переходу ламінарної течії в пограничному шарі в турбулентну, залежить від числа Рейнольдса (рис. 2.4).

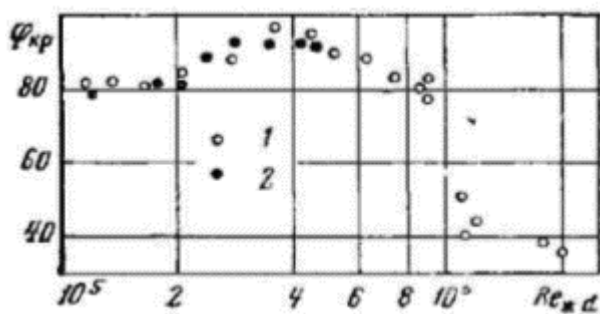


Рис. 2.4. Залежність кута, що відповідає переходу ламінарного пограничного шару в турбулентний, від числа  $Re$ . ● –  $d=30,7$  мм, вода; ○ –  $d = 50$  мм;  $q_c = \text{const}$ .

Своєрідний характер омивання труби відображається і на її тепловіддачі.

На рис. 2.5 показано зміну коефіцієнта тепловіддачі по окружності циліндру. Крива 1 відповідає тепловіддачі при відриві ламінарного пограничного шару, крива 2 – тепловіддачі при відриві турбулентного.

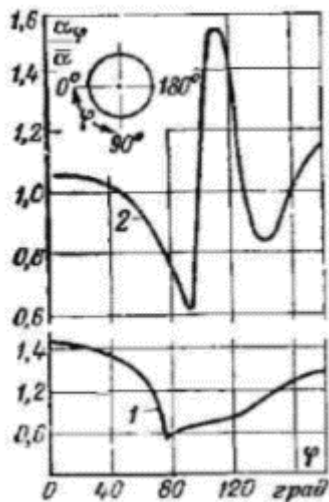


Рис. 2.5. Зміна місцевого коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_\phi$  по окружності циліндру, що омивається поперечним потоком газу. 1 –  $Re=70800$ ; 2 –  $Re=219000$ ;  $\alpha$  – середній пор окружності коефіцієнт тепловіддачі;  $q_c=\text{const}$ .

Падіння коефіцієнту тепловіддачі на лобовій частині труби пояснюється ростом товщини ламінарного пограничного шару. На кривій 1 мінімум тепловіддачі приблизно відповідає місцю відриву шару; кормова частина труби омивається рідиною, що має складний вихоревий характер руху. При малих  $Re$  тепловіддачі кормової половини циліндра невелика; з ростом  $Re$  віона зростає і може зрівнятися з тепловіддачею лобової частини труби.

На кривій 2 є два мінімуми. Перший відповідає переходу ламінарної течії в шарі в турбулентну. Коефіцієнт тепловіддачі при цьому різко зростає: при великих значення числа Рейнольдса він може зрости в 2-3 рази. Другий мінімум відповідає місцю відриву турбулентного пограничного шару. Зниження тепловіддачі перед відривом можна пояснити підгальмовуванням пограничного шару. За місцем відриву труби омивається вихорами, що мають складний характер руху. Тут тепловіддача дещо зростає.

Тепловіддача ламінарного пограничного шару при  $q_c=\text{const}$  в середньому на 15-20% вище, ніж при  $t_c=\text{const}$ .

З викладеного вище виходить, що тепловіддача циліндра пов'язана з характером омивання. Через складність картини течії складним є і характер зміни тепловіддачі, що обумовлює складність теоретичного рішення для всіх областей омивання.

Детальні експериментальні дослідження середньої по окружності труби тепловіддачі були проведені А. А. Жукаускасом. Ним були також використані дослідні дані інших авторів. В результат узагальненні дослідних даних було отримано, що середній по окружності коефіцієнт тепловіддачі описується рівнянням

- При  $5 < Re < 10^3$

$$\overline{Nu}_{jd} = 0,5 Re_{jd}^{0,5} Pr_{ж}^{0,38} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}; (1)$$

- При  $10^3 < Re < 2 \cdot 10^6$

$$\overline{Nu}_{jd} = 0,25 Re_{jd}^{0,6} Pr_{ж}^{0,38} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}; (2)$$

- При  $Re = 3 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$

$$\overline{Nu}_{jd} = 0,023 Re_{jd}^{0,8} Pr_{ж}^{0,37} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. (3)$$

Тут за визначальний лінійний розмір прийнято зовнішній діаметр труби, швидкість віднесена до найвужчого поперечного розрізу каналу, обмеженого циліндром. Визначально. Температурою є середня температура рідини; виключенням є  $Pr_c$ , що обирається за середньою температурою стінки труби.

Відповідно першим двом формулам при  $Re = 10^3$  відбувається зміна закону теплообміну. В дослідній установці А. А. Жукаускаса степінь турбулентності потоку була невеликою. Якщо набігаючий на циліндр потік штучно турбулізовано, то коефіцієнт тепловіддачі буде більше, що виходить з другої формули; при цьому зміна закону теплообміну настає при числах Рейнольдса, що менші за 1000.

Штучну турбулізацію потоку можна здійснити за допомогою різних незручно обтікальних решіток; особливо значно збурений потік на виході з вентилятора чи насоса. Якщо, наприклад, циліндр помістити безпосередньо за вентилятором, то середня тепловіддача може зрости в 2 рази.

На рис. 2.6 показано вплив степені турбулентності набігаючого потоку на середню тепловіддачу труби. В інтервалі  $100 \leq Re Tu \leq 10^4$  і при  $Tu \leq 14\%$  за дослідями з повітрям середня тепловіддачі може бути описана рівнянням:

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_0 [1 + 0,09 (Re Tu)^{0,2}];$$

Тут  $Nu_0$  вираховується за другою формулою.

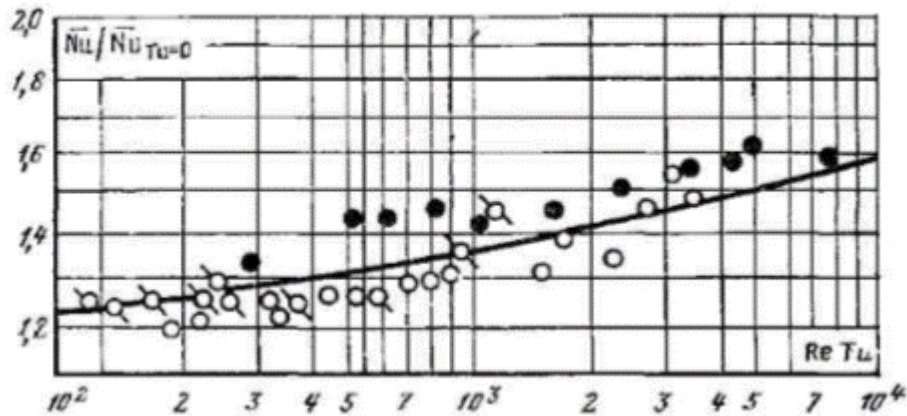


Рис. 2.6. Середня тепловіддача циліндра в поперечному потоці штучно турбулізованого повітря.

При високій температурі рідини температра труби може бути близька до гранично допустимому значенню для її матеріалу. Розрахунок за допомогою середніх коефіцієнтів тепловіддачі дає середнє значення температури стінки. Місцеві значення температури стінки можуть бути як менше, так і більше за її середнє значення. Якщо товщина стінки і конфіцієнт теплопровідності матеріалу труби невеликі, а коефіцієнт тепловіддачі із зовнішнього сторони набагато перевищують коефіцієнти тепловіддачі охолоджувальної рідини, що тече всередині труби, то температура стінки може відчутно змінюватися по окружності. Найбільшому локальному коефіцієнту тепловіддачі з зовнішньої сторони буде відповідати і найбільша місцева температура стінки. При  $Re < 2 \cdot 10^5$  максимальні значення  $\alpha$  та  $t_c$  будуть в лобовій точці. З теоретичного рішення Г. Н. Кружилина слідує, що тепловіддача в лобовій точці описується рівнянням:

$$Nu_d = 1,04 Re_d^{0,5} Pr^{1/3}.$$

Формула достатньо добре підтверджується дослідями з повітрям.

Формули 1 і 2 справедливі, якщо кут, що складається із напрямку потоку і вісі труби, і називається кутом атаки, рівний  $90^\circ$ . Якщо кут менше  $90^\circ$  – тепловіддача зменшується.. Для оцінки її зменшення при  $\psi = 30/90^\circ$  можна використовувати наближену залежність:

$\bar{\alpha}_\psi = \bar{\alpha}_{\psi=90} (1 - 0,54 \cos^2 \psi)$ , де  $\bar{\alpha}_\psi$  і  $\bar{\alpha}_{\psi=90}$  – коефіцієнти тепловіддачі при  $\psi < 90^\circ$  і  $\psi = 90^\circ$ .

Кут атаки  $\psi=0^\circ$  відповідає поздовжньому омиванню трубки. При інших рівних умовах поперечне омивання дає більш високу тепловіддачу.

Гідродинамічна теорія теплообміну встановлює зв'язок між тепловіддачею та гідравлічним спротивом тертя. При поперечному омиванні циліндра його повний спротив складається з опору тертя і опору форми. Опір форми обумовлюється відривом потоку і наступним утворенням вихорів. При цьому опір тертя представляє собою невелику долю повного опору. Зазвичай вимірюють повний опір циліндра. Тому у випадку вихорового омивання труби гідродинамічна теорія теплообміну не використовується.

В апараті, що розглядається, пучок труб омивається конденсатом. Для визначення оптимального розташування труб зробимо математичну модель.

Для визначення типу потоку визначимо критерій Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2 \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{1,25 \cdot 0,021 \cdot 997}{0,902 \cdot 10^{-3}} = 12882,$$

де:

$$\omega_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{0,005}{0,004} = 1,25 \text{ м/с}^2 - \text{швидкість руху рідини};$$

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{5}{997} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с} - \text{об'ємні витрати води для ін'єкцій};$$

$$S_2 = 0,004 \text{ м}^2 - \text{прохідний переріз трубного простору по ГОСТ 15120-79};$$

$$d_2 - \text{внутрішній діаметр труб, приймаємо } d_2 = 0,021 \text{ м [7]};$$

$$\rho_2 = 997 \text{ кг/м}^3 - \text{густина води питної};$$

$$\mu_2 = 0,902 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} - \text{коефіцієнт динамічної в'язкості води питної}.$$

Отримане значення показує, що тип потоку – ламінарний.

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі вирахуємо критерій Нуссельта для поперечного обтікання пучка труб:

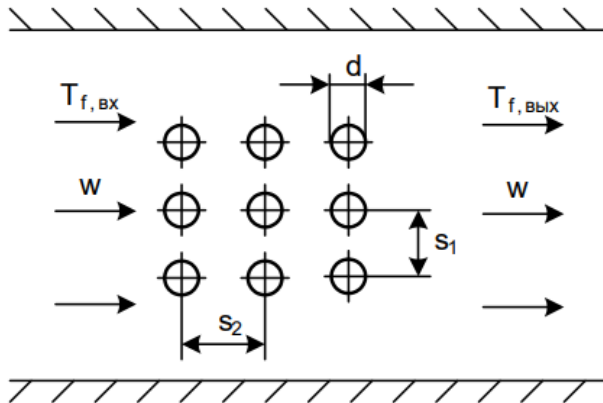
$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{Pr_B}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_S,$$

де  $C = 0,26$  і  $n = 0,65$  – для коридорного розміщення пучка труб;  $C = 0,42$  і  $n = 0,60$  – для шахового.

Через те, що кут атаки на труби дорівнює  $90^\circ$ , то  $\varepsilon_\varphi$  приймаємо рівним 1.

Поправку  $\varepsilon_S$ , що враховує взаємне розміщення труб в пучку, розраховують по формулам:

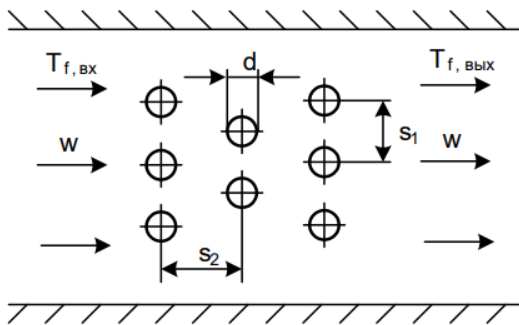
- Для коридорного розміщення:



$$\varepsilon_S = \left(\frac{d}{S_2}\right)^{0,15} = \left(\frac{0,025}{0,05}\right)^{0,15} = 0,91,$$

де  $d$  – діаметр труби,  $S_2$  – відстань між трубами.

- Для шахового:



$$\varepsilon_S = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0,15} = \left(\frac{0,032}{0,027}\right)^{0,15} = 1,02$$

де  $S_1$  – поперечний крок труб в пучку,  $S_2$  – поздовжній крок труб в пучку.

Також, для визначення коефіцієнтів тепловіддачі для коридорного та шахового розміщення пучка труб, визначимо критерій Прандтля,

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4185 \cdot 0,902 \cdot 10^{-3}}{0,6085} = 6.2$$

Критерій Нуссельта для поперечного обтікання коридорного пучка труб:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Pr_B}{Pr_{CT}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_S =$$



$$= 0,26 \cdot 12882^{0,65} \cdot 6,2^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{6,2}{2,23}\right)^{0,25} \cdot 1 \cdot 0,91 = 260,68,$$

Критерій Нуссельта для поперечного обтікання шахового пучка труб:

$$\begin{aligned} Nu &= C \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Pr_B}{Pr_{CT}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \varepsilon_S = \\ &= 0,41 \cdot 12882^{0,6} \cdot 6,2^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{6,2}{2,23}\right)^{0,25} \cdot 1 \cdot 1,02 = 287,09; \end{aligned}$$

Тепер визначимо коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L},$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності води питної:

$$\lambda_2 = 60,85 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

$L = 2\text{ м}$  – довжина труб.

Отже, коефіцієнт тепловіддачі для коридорного пучка труб:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = \frac{260,68 \cdot 60 \cdot 10^{-2}}{2} = 78,204;$$

Коефіцієнт тепловіддачі для шахового пучка труб:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = \frac{287,09 \cdot 60 \cdot 10^{-2}}{2} = 86,127.$$

Визначаємо необхідну поверхню теплообміну, з основного рівняння теплопередачі [7]:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{313875}{1710 \cdot 112,5} = 1,6 \text{ м}^2,$$

$$\text{де } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_\theta + \Delta t_m}{2} = \frac{80 + 65}{2} = 112,5^\circ \text{C},$$

де  $\Delta t_\theta, \Delta t_m$  – різниці температур між гарячим і холодним теплоносіями на кінцях теплообмінника,  $^\circ\text{C}$  :

$$\Delta t_m = t_n - t_k = 90 - 25 = 65^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_\theta = t_n - t_h = 90 - 10 = 80^\circ \text{C}.$$

Коефіцієнт теплопередачі для плоскої чистої поверхні  $K = 1710 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

З каталогів вибираємо стандартний одноходовий теплообмінник з наступними параметрами [5]:

Поверхня теплообміну  $F_h = 2 \text{ м}^2$ .

Діаметр корпусу апарата  $D_с = 159\text{мм}$ .

Розмір теплообмінних труб  $d_T \times s_T = 25 \times 2\text{мм}$ .

Довжина теплообмінних труб  $l = 2000\text{мм}$ .

Кількість труб  $n_T = 13\text{шт}$ .

Площа поперечного перерізу трубного простору  $f_m = 0,004\text{м}^2$ .

Площа поперечного перерізу міжтрубного простору  $f_{mm} = 0,008\text{м}^2$ .

## 2.1. Побудування програми та співвідношень у програмному пакеті Mathcad

### 2.1.1. Модель для коридорного пучка труб

Критерій Рейнольдса:

$$Re := 12882$$

Коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м К)

$$\lambda := 0.6085$$

Критерій Прандтля:

$$Pr := 6.2$$

Критерій Прандтля при температурі стінки:

$$Pr_{st} := 2.23$$

Зовнішній діаметр труби, м:

$$d := 0.025$$

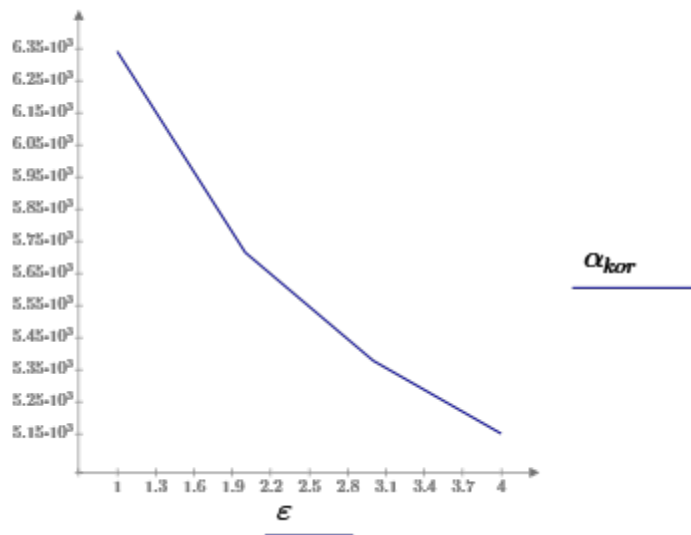
Програма для визначення коефіцієнта тепловіддачі при омиванні коридорного пучка труб в залежності від співвідношення розмірів  $s_1/s_2$ :

$$\alpha_{kor} := \left\| \begin{array}{l} C \leftarrow 0.26 \\ n \leftarrow 0.65 \\ \text{for } i \in 1..4 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \varepsilon_{s_i} \leftarrow \left( \frac{1}{i} \right)^{0.15} \\ Nu_i \leftarrow C \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_{s_i} \\ \alpha_{3_i} \leftarrow \frac{Nu_i \cdot \lambda}{d} \\ \alpha_i \leftarrow \frac{(0.6 \cdot \alpha_{3_i} + 0.9 \cdot \alpha_{3_i} + 3 \cdot \alpha_{3_i})}{5} \end{array} \right\| \\ \alpha \end{array} \right\|$$

Коефіцієнт тепловіддачі при омиванні коридорного пучка труб, Вт/(кв. м К):

$$\alpha_{kor} = \begin{bmatrix} 6.341 \cdot 10^3 \\ 5.715 \cdot 10^3 \\ 5.378 \cdot 10^3 \\ 5.151 \cdot 10^3 \end{bmatrix}$$

$$i := 1..4 \quad \varepsilon_i := i$$



Графік залежності коефіцієнта тепловіддачі при омиванні коридорного пучка труб від співвідношення розмірів  $\varepsilon$

### 2.1.2. Модель для шахового пучка труб

```

 $\alpha_{shah} :=$ 
   $C \leftarrow 0.41$ 
   $n \leftarrow 0.6$ 
  for  $i \in 1..4$ 
    for  $j \in 1..4$ 
       $s_{1_i} \leftarrow i \cdot d$ 
       $s_{2_j} \leftarrow j \cdot d$ 
      if  $\frac{s_{1_i}}{s_{2_j}} < 2$ 
         $\varepsilon_{s_{i,j}} \leftarrow \left( \frac{s_{1_i}}{s_{2_j}} \right)^{\frac{1}{6}}$ 
      else
         $\varepsilon_{s_{i,j}} \leftarrow 1.12$ 
       $Nu_{i,j} \leftarrow C \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0.25} \cdot \varepsilon_{s_{i,j}}$ 
       $\alpha_{3_{i,j}} \leftarrow \frac{Nu_{i,j} \cdot \lambda}{d}$ 
       $\alpha_{i,j} \leftarrow \frac{(0.6 \cdot \alpha_{3_{i,j}} + 0.9 \cdot \alpha_{3_{i,j}} + 3 \cdot \alpha_{3_{i,j}})}{5}$ 
     $\alpha$ 

```

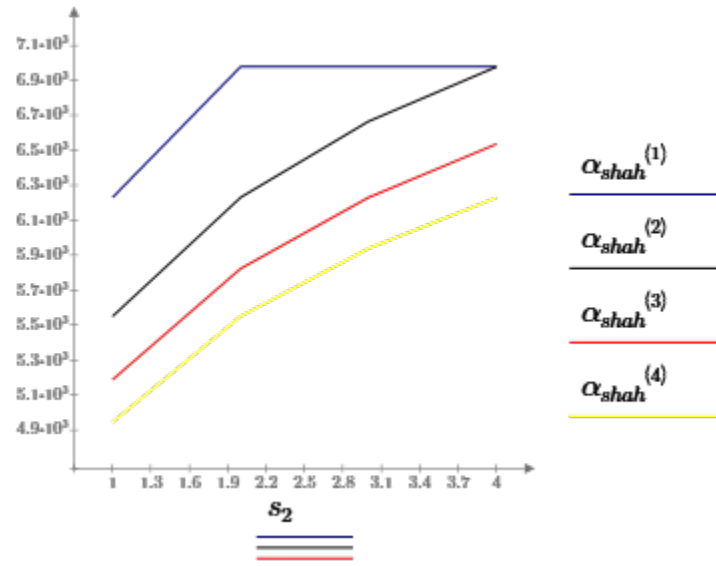
Програма для визначення коефіцієнта тепловіддачі при омиванні шахового пучка труб в залежності від співвідношення розмірів  $s1/s2$ :

Коефіцієнт тепловіддачі при омиванні коридорного пучка труб, Вт/(кв. м К):

$$\alpha_{shah} = \begin{bmatrix} 6.23 \cdot 10^3 & 5.55 \cdot 10^3 & 5.188 \cdot 10^3 & 4.945 \cdot 10^3 \\ 6.978 \cdot 10^3 & 6.23 \cdot 10^3 & 5.823 \cdot 10^3 & 5.55 \cdot 10^3 \\ 6.978 \cdot 10^3 & 6.666 \cdot 10^3 & 6.23 \cdot 10^3 & 5.938 \cdot 10^3 \\ 6.978 \cdot 10^3 & 6.978 \cdot 10^3 & 6.536 \cdot 10^3 & 6.23 \cdot 10^3 \end{bmatrix}$$

$i := 1 \dots 4$

$s_{2_i} := i$



Графік залежності коефіцієнтів тепловіддачі при омиванні шахового пучка труб від розміру  $s_2$  для фіксованих значень  $s_1$

### 2.1.3. Висновки

Як можна побачити з розрахунків, коефіцієнт тепловіддачі при шаховому розміщенні труб вище ніж при коридорному ( $6300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{кг})$  у коридорного проти  $7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{кг})$  для шахового), тож доцільніше використовувати саме таке розміщення труб.

Також, за допомогою виконаних розрахунків, було вибрано стандартний одноходовий теплообмінник з параметрами:

Поверхня теплообміну  $F_n = 2 \text{ м}^2$ .

Діаметр корпусу апарата  $D_6 = 159 \text{ мм}$ .

Розмір теплообмінних труб  $d_T \times s_T = 25 \times 2 \text{ мм}$ .

Довжина теплообмінних труб  $l = 2000 \text{ мм}$ .

Кількість труб  $n_T = 13 \text{ шт}$ .

Площа поперечного перерізу трубного простору  $f_m = 0,004\text{м}^2$ .

Площа поперечного перерізу міжтрубного простору  $f_{mt} = 0,008\text{м}^2$ .

### 3. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛООБМІНУ У ТЕПЛООБМІННИКУ ЗІ ВСТАНОВЛЕНИМИ ПЕРЕГОРОДКАМИ

#### 3.1. Методи комп'ютерного моделювання

Комп'ютерне моделювання було виконано в програмному забезпеченні FlowVision з попереднім створенням моделі в Solidworks 2018. Завдяки перевагам прямокутної системи координат, створення моделей повністю параметричне та налаштовуване. На додачу, FlowVision може бути інтегровано в математичні оптимізаційні цикли з допомогою додаткового програмного забезпечення та інструментах САПР, що базуються на параметризованих даних. [8].

#### 3.2. Виконання та аналіз результатів комп'ютерної моделі

Для побудування комп'ютерної моделі у програмному середовищі Solidworks було створено модель міжтрубного простору (Рис. 3.1).

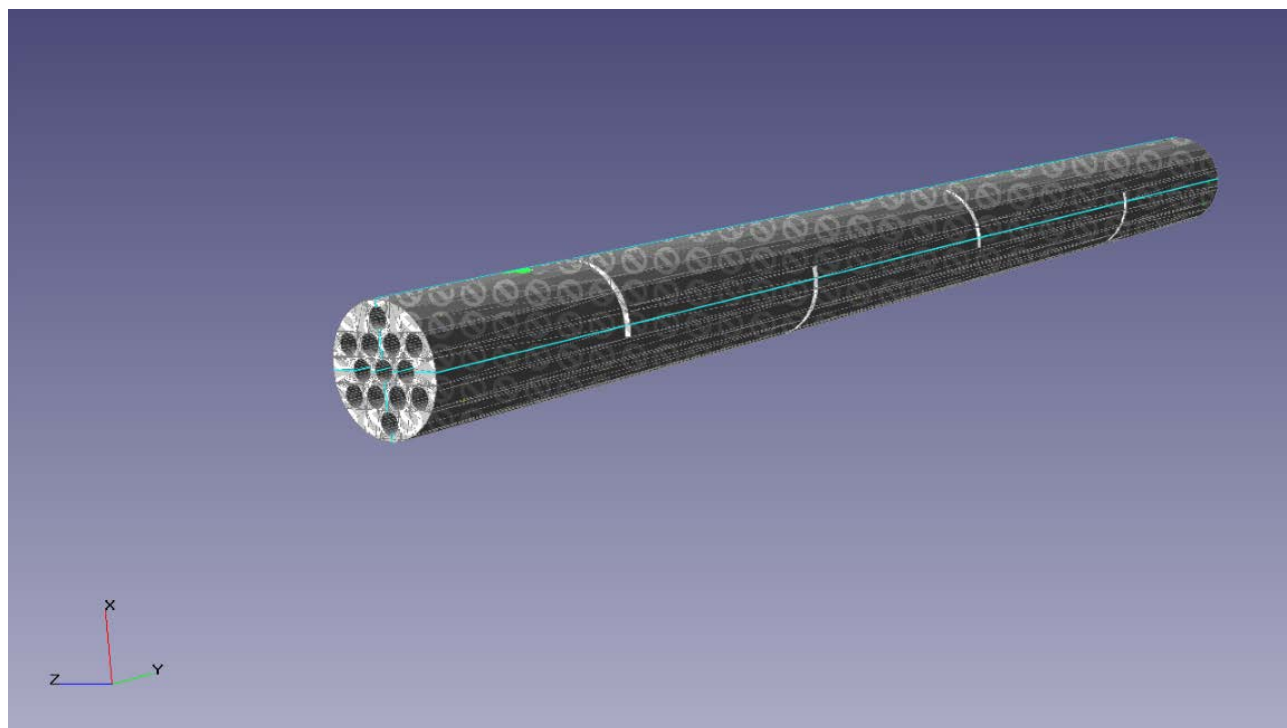


Рис. 3.1. Модель міжтрубного простору у програмному середовищі FlowVision

Також було задано граничні умови на гранях. Далі модель було імпортовано в середовище FlowVision, та обрано грані входу і виходу, налаштовано граничні умови:

- Тиск на вході – 0,3 МПа
- Температура теплоносія – 90°C
- Тиск на виході 0
- Умова на стінці входу – симетрія з ковзанням
- Рідина – вода

На вході у міжтрубний простір було налаштовано тиск та температуру теплоносія. Також для створення моделі було створено сітку (так як дане програмне середовище не передбачає автоматичного її створення)(Рис. 3.2).

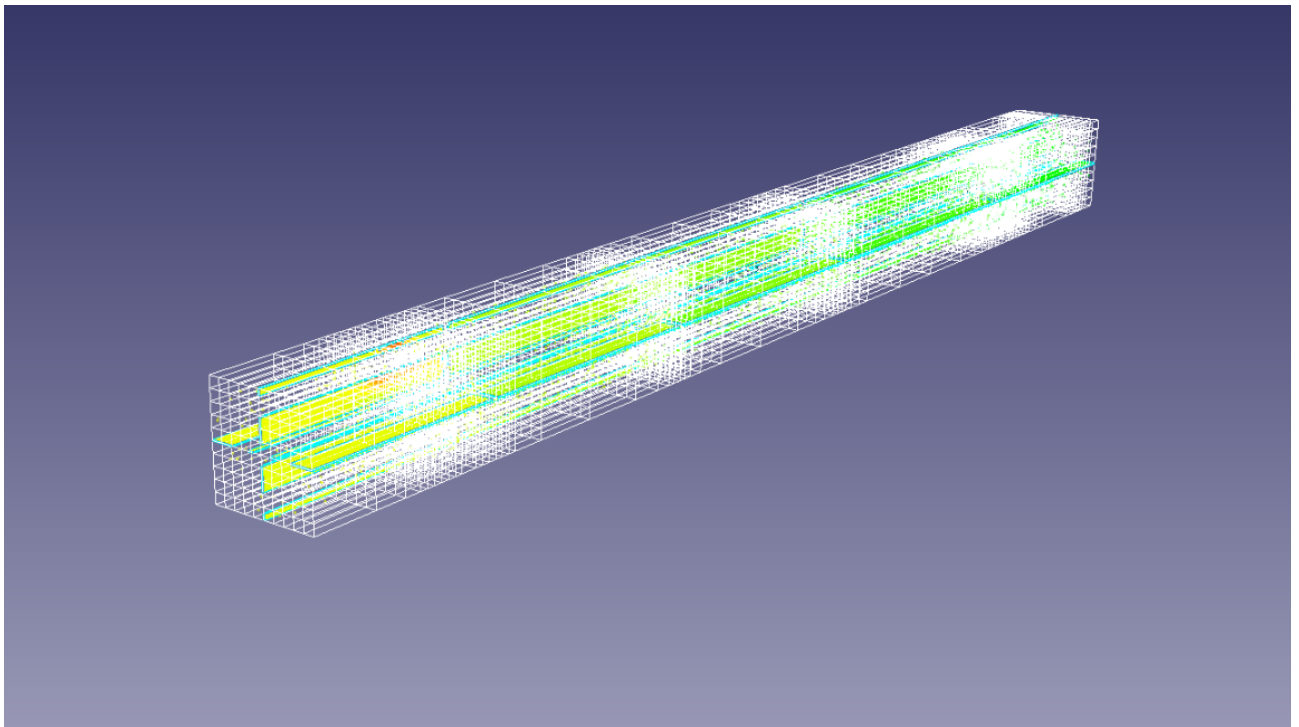


Рис. 3.2. Сітка для моделі міжтрубного простору у FlowVision

Далі було змодельовано три варіанти міжтрубного простору: з 4 (Рис. 3.3), 6 (Рис. 3.4) і 8 перегородками (Рис. 3.5).

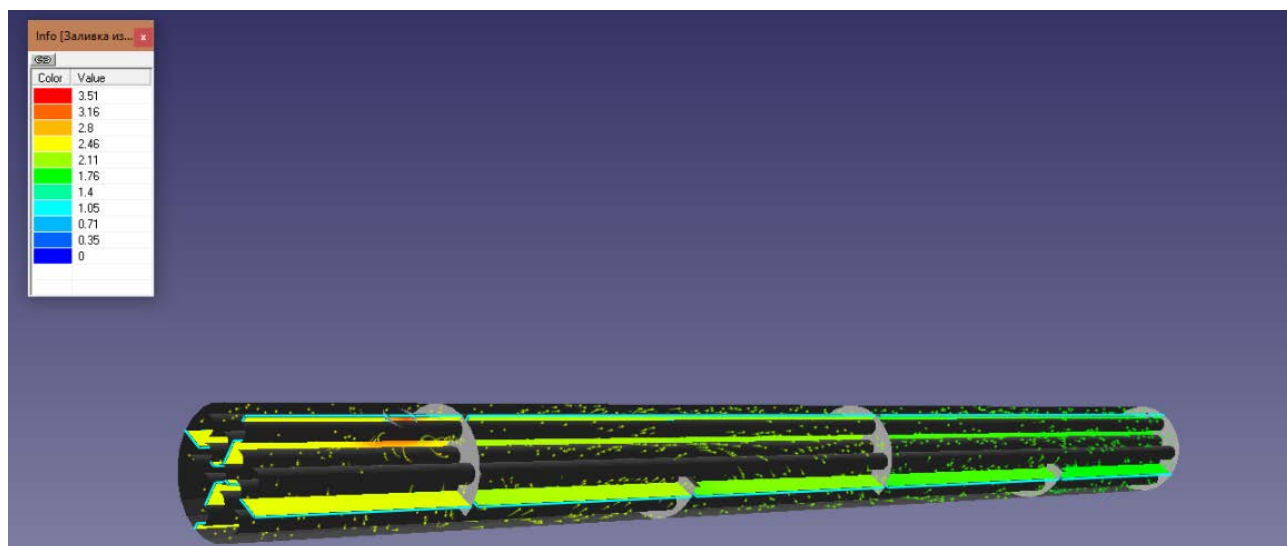


Рис. 3.3. Модель з 4 перегородками

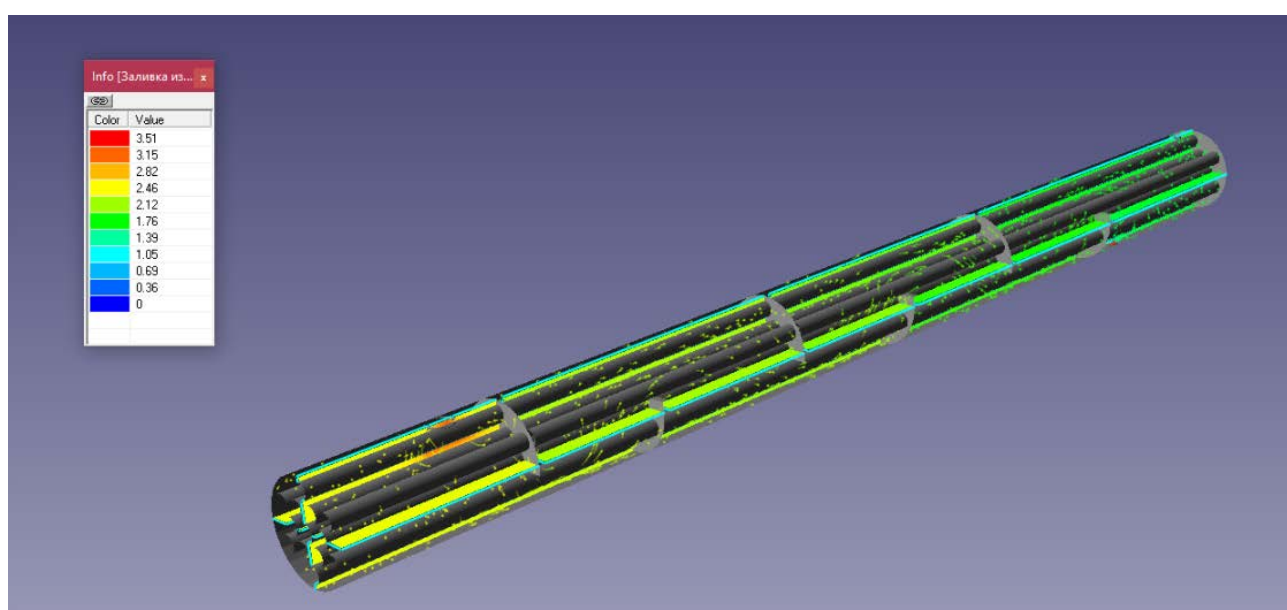


Рис. 3.4. Модель з 6 перегородками



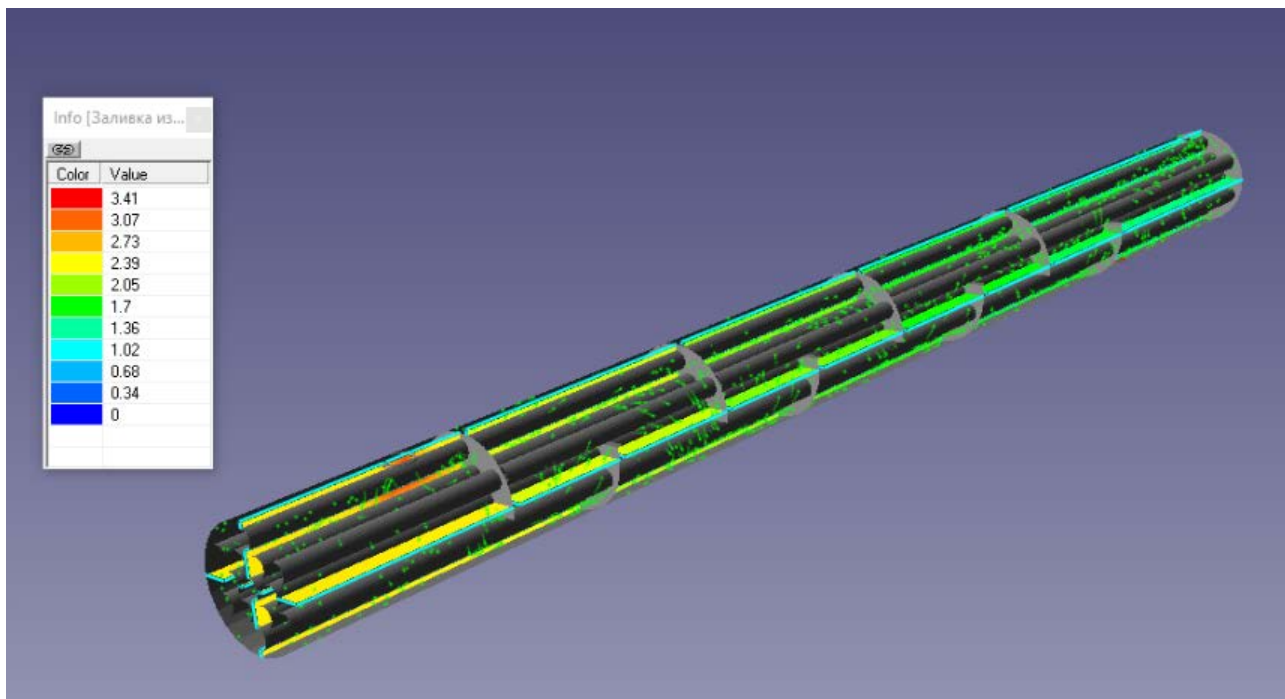


Рис. 3.5. Модель з 8 перегородками

На легенді показаний зв'язок тиску в атмосферах із кольором на зображення. Місце найбільшого тиску – це місце знаходження штуцера, через який теплоносій надходить в міжтрубний простір.

Як можна помітити, зі збільшенням кількості перегородок зменшується також і тиск в апараті. Це відбувається за рахунок додаткового гідравлічного опору, що створюється перегородками вздовж потоку, і також через те, що перегородки зменшують швидкість потоку.

Також наявні застійні зони, що пов'язано з розміщенням штуцера.

Для вибору оптимальної кількості перегородок необхідно розуміти, що завелика кількість їх зменшить тиск потоку, і, відповідно, його швидкість, що дозволить збільшити час контакту конденсату з трубами. Це дасть змогу теплоносієві віддати більше тепла трубам, які омиваються ним. Водночас, чим менша різниця температур, тим нижча ефективність теплопередачі, відповідно, треба обирати щось середнє між максимально можливою і мінімальною кількістю перегородок.

На даний момент варіант з 6 перегородками (рис. 3.4) є найоптимальнішим у порівнянні з іншими розглянутими.

### 3.3. Висновки

З результатів моделювання можна побачити, що тиск на вході при першому та другому варіантах (з 4 та 6 перегородками) на вході складає близько 0,35 МПа, а в варіанті з 8 перегородками – 0,34 МПа, тому в даному випадку вибір лишається між варіантами з 4 та 6 перегородками. Як можна спостерігати, далі тиск поступово падає, і приблизно в центрі міжтрубного простору складає 0,139 МПа при розміщенні 6 перегородок та 0,14 МПа при 4 перегородках. Так як при нижчому тиску час контакту теплового агента з поверхнями труб більший, відповідно, більше тепла буде віддано трубному пучку. Також, при заниженому (як при розміщенні 8 перегородок) тиску різниця температур стає нижчою, відповідно, процес теплообміну сповільнюється, тому даний варіант не підходить. Тож, можна стверджувати, що можливо суттєво інтенсифікувати теплообмін в цілому.

Отже, побудована комп'ютерна модель дає можливість аналізувати ступінь впливу наявності перегородок та їх кількості на процес теплопередачі.

Комп'ютерна модель дозволяє імітувати реальний фізичний процес, тому може використовуватися для побудови теплообмінного обладнання.

## 4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА КОЖУХОТРУБНОГО

### 4.1. Обґрунтування вибору проектованої конструкції

Для виконання нагріву води питної парою кращим вибором буде рекуперативний теплообмінний пристрій. Серед усіх видів рекуперативних теплообмінників, для даного процесу, були розглянуті такі:

- кожухотрубні;
- «труба в трубі»;
- спіральні;
- пластинчасті.

Перевагами кожухотрубних теплообмінників є їх простота конструкції та обслуговування, малі вимоги до чистоти робочого середовища. Недоліками даного типу теплообмінних пристроїв є важкість їх очищення та великі габаритні розміри.

Перевагами теплообмінників типу «труба в трубі» є легкість їх очищення та ремонту, а недоліками є великі габаритні розміри та висока вартість.

Перевагами спіральних теплообмінників є малі габаритні розміри та високий ступінь теплообміну. Недоліками даного типу є важкість виробництва апаратів, низький робочий тиск, важкість очищення та ремонту.

Перевагами пластинчатих теплообмінників є велика площа теплообміну, малі габаритні розміри. Недоліками цього типу є високі вимоги до теплоносія, висока вартість апарату, погіршення характеристик при використанні жорсткої води.

Зважаючи на переваги та недоліки описаних вище типів апаратів обираємо кожухотрубний тип теплообмінника.

Теплообмінник кожухотрубні можуть бути двох видів: з нерухомими трубними решітками та з лінзовим компенсатором. Апарат може бути

встановлений горизонтально або вертикально, бути одно-, двох-, чотирьох- та шести ходовим по трубному простору. Апарат може бути виготовлений з вуглецевої сталі.

Зважаючи на вимоги висунуті до проектованої конструкції було обрано вертикальний одноходовий кожухотрубний теплообмінник з нерухомою трубною решіткою.

Кожухотрубний теплообмінник має жорстку конструкцію та складається з нагрівальної камери та двох кришок. Нагрівальна камера являє собою циліндричний корпус (кожух) до якого приварені трубні гратки. У трубних гратках закріплюється пучок труб шляхом розвальцьовки. До корпусу апарата приєднуються штуцери для подачі пари та виводу конденсату. Кришки апарату – еліптичні кришки до яких приєднуються штуцери для подачі (відводу) води питної. Корпус апарата з'єднується з кришками за допомогою плоских приварних фланців на болтах. Для герметизації апарату між фланцями розташовуються асбометалічні прокладки, матеріал оболонки яких – алюміній.

Апарат встановлюється вертикально на 2-х опорних лапах, які приварюються до корпусу на місці зборки.

Матеріал апарату повинен бути обраний з врахуванням агресивності середовища та умов роботи апарату. Конструктивний матеріал повинен мати високу корозійну стійкість для забезпечення необхідної довговічності та для запобігання забрудненню продукту. Для води за наших умов – обираємо матеріал стійкий до середовища. Для таких умов хімічно стійкою є аустенітна корозійностійка сталь марки 12X18H10T ГОСТ 5632-95, швидкість корозії якої становить не більше 0,1мм/рік.

#### 4.2. Технічна характеристика

Апарат призначений для нагріву води питної.

1. Поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>	2;
2. Середовище в апараті	
вода питна	
конденсат	
3. Робочий тиск, МПа	
вода питна	0,3;
конденсат	0,3;
4. Температура середовища, °С	
вода питна на вході	10;
вода питна на виході	25;
конденсат	90;
5. Габаритні розміри, мм	
висота апарату	2188;
ширина апарату	299;
довжина апарату	279;
6. Діаметр труб, мм	25x2;
7. Кількість труб, шт.	13;
8. Матеріал труб Сталь 12Х18Н10Т	ГОСТ 5632-95;
9. Маса апарата, кг	89.

#### 4.3. Розташування труб у трубному пучку

За результатами математичного моделювання було обрано шахове розміщення труб у трубному пучку, тож розраховуємо розташування за даним типом.

Розміщаємо труби по вершинах правильних трикутників з кроком  $t = 32\text{мм}$ . Кількість труб  $a$  на стороні шестикутника визначається з рівняння:

$$n_T = 3a(a - 1) + 1 \Rightarrow 3a^2 - 3a - 12 = 0.$$

З попереднього рівняння  $a = 2\text{шт.}$

Кількість труб  $b$  на діагоналі шестикутника:

$$b = 2a - 1 = 2 \cdot 2 - 1 = 3\text{шт.}$$

Діаметр трубної решітки:

$$D' = (b - 1)t + d_m + 2(t - d_m) = (3 - 1)32 + 25 + 2(32 - 25) = 103\text{мм.}$$

Висота решітки:

$$h = k \cdot D_\epsilon \sqrt{\frac{P}{\sigma \cdot \phi}} + c = 0,43 \cdot 0,159 \sqrt{\frac{0,3}{140}} + 0,002 = 20\text{мм},$$

Для вибраного типу решітки параметричні коефіцієнти приймаємо:

$$k = 0,43, \phi = 1.$$

Прибавка на корозію:

$$c = 3\text{мм.}$$

#### 4.4. Розрахунок циліндричної обичайки (корпуса)

Розрахункова товщина стінки [1]:

$$s_R = \frac{P_1 \cdot D_\epsilon}{2 \cdot [\sigma] \cdot \phi - P} = \frac{0,3 \cdot 0,159}{2 \cdot 140 \cdot 0,9 - 0,3} = 0,00019\text{м},$$

де  $P$  - розрахунковий внутрішній тиск, приймаємо рівним робочому,  $\text{МПа}$ ;

$[\sigma]$  - допустиме напруження для марки сталі 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-95 при температурі стінки не більше  $200^\circ\text{C}$ ,  $[\sigma] = 140\text{МПа}$  [2];

$\phi$  - коефіцієнт міцності зварного шва,  $\phi = 0,9$  (стиківий шов виконаний вручну з одного боку, при 100% контролі).

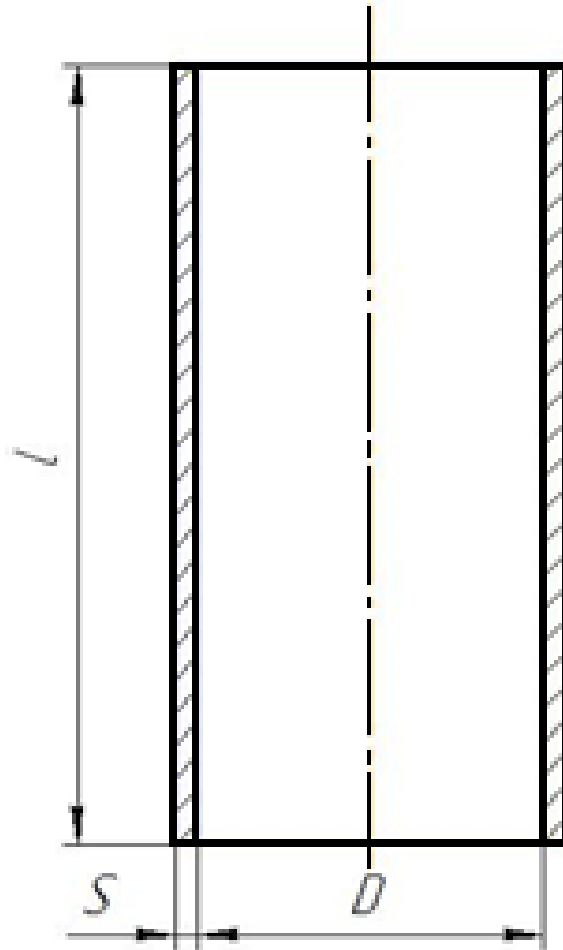


Рисунок 4.1. Циліндрична обичайка

Визначаємо товщину стінки циліндричної обичайки  $s$ , яка працює під внутрішнім тиском, за формулою [9]:

$$s = s_R + c_1 + c_2 + c_3 + c_4 = 0,19 + 0,5 + 0,4 + 2,91 = 4\text{мм},$$

де  $s_R$ - розрахункова товщина стінки обичайки, мм;

$c_1$ - прибавка на компенсацію корозії( ерозії), приймаємо  $c_1 = 0,5\text{мм}$ ;

$c_2$ - прибавка на компенсацію мінусового відхилення, приймаємо

$$c_2 = 0,4\text{мм};$$

$c_3$ - технологічна прибавка, приймаємо  $c_3 = 0$ ;

$c_4$ - прибавка на округлення, мм.

Площа поперечного перерізу труби:

$$F_T = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} - \frac{\pi \cdot (d_T - 2s_T)^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} - \frac{3,14 \cdot (0,025 - 2 \cdot 0,002)^2}{4} =$$

$$= 1,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

де  $s_T$ - товщина стінки труби, м.

Площа поперечного перерізу корпусу:

$$F_K = \frac{\pi \cdot D_e - \pi \cdot (D_e - 2 \cdot s)^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,159 - 3,14 \cdot (0,159 - 2 \cdot 0,004)^2}{4} = 0,002 \text{ м}^2.$$

Тиск зі сторони труб на трубну ґратку:

$$Q_T^1 = P_1 \cdot f_{mm} + P_2 \cdot f_m = 0,3 \cdot 0,004 + 0,3 \cdot 0,008 = 0,0036 \text{ МН}.$$

Тиск зі сторони корпусу на трубну ґратку:

$$Q_K^1 = \frac{Q_T^1 \cdot E_K \cdot F_K}{E_K \cdot F_K + E_T \cdot F_T} = \frac{0,0036 \cdot 2,01 \cdot 10^5 \cdot 0,002}{2,01 \cdot 10^5 \cdot 0,002 + 2,15 \cdot 10^5 \cdot 1,44 \cdot 10^{-4}} =$$

$$= 0,0033 \text{ МН},$$

де  $E_K, E_T$ - модулі Юнга відповідно кожуха і труб:

$$E_K = 2,01 \cdot 10^5 \text{ МПа}, E_T = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа} [10].$$

Результуюча тиску прикладена до трубної ґратки:

$$Q^1 = Q_T^1 + Q_K^1 = 0,0036 + 0,0033 = 0,0069 \text{ МН}.$$

Напруження в корпусі:

$$E_K = 2,01 \cdot 10^5 \text{ МПа}, E_T = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа} [11].$$

$$\sigma_K^1 = \frac{Q_K^1}{F_K} = \frac{0,0033}{0,002} = 1,65 \text{ МПа}.$$

Напруження в трубі:

$$\sigma_T^1 = \frac{Q_T^1}{F_T \cdot n_T} = \frac{0,0036}{1,44 \cdot 10^{-4} \cdot 13} = 1,92 \text{ МПа}.$$

Умова міцності корпусу:

$$\sigma_K^1 \leq [\sigma]_K \Rightarrow 1,65 \text{ МПа} \leq 140 \text{ МПа}.$$

Умова міцності труби:

$$\sigma_T^1 \leq [\sigma]_T \Rightarrow 1,92 \text{ МПа} \leq 140 \text{ МПа}.$$



Необхідно перевірити вплив температурних перепадів на міцність апарата.

Деформації, що викликані різницею температур корпусу і труб:

$$\delta_K = \alpha_K \cdot 3,5 \cdot (t_K - 20) = 16,9 \cdot 10^{-6} \cdot 3,5 \cdot (83 - 20) = 0,00366 \text{ м},$$

де  $\alpha_K$ - коефіцієнт температурного розширення корпусу,

$$\alpha_K = 16,9 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}} [10];$$

$t_K$ - температура корпусу, *м*.

$$\delta_T = \alpha_T \cdot 3,5 \cdot (t_T - 20) = 16,6 \cdot 10^{-6} \cdot 3,5 \cdot (67 - 20) = 0,00273 \text{ м},$$

де  $\alpha_T$ - коефіцієнт температурного розширення труб,

$$\alpha_T = 16,6 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}} [10];$$

$t_T$ - температура труб, *м*.

Тиск зі сторони труб на трубну ґратку:

$$\begin{aligned} Q_T^{11} &= \frac{[\alpha_K \cdot (t_K - 20) - \alpha_T \cdot (t_T - 20)] E_K \cdot F_K \cdot E_T \cdot F_T}{E_K \cdot F_K + E_T \cdot F_T} = \\ &= \frac{[16,9 \cdot 10^{-6} \cdot (83 - 20) - 16,6 \cdot 10^{-6} \cdot (67 - 20)] \cdot 2,01 \cdot 10^5 \cdot 0,002 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 1,44 \cdot 10^{-4}}{2,01 \cdot 10^5 \cdot 0,002 + 2,15 \cdot 10^5 \cdot 1,44 \cdot 10^{-4}} = \\ &= 0,008 \text{ МН} \end{aligned}$$

Тиск зі сторони корпусу на трубну ґратку:

$$Q_K^{11} = Q_T^{11} = 0,008 \text{ МН}.$$

Результуюча тиску викликана різницею температур:

$$Q_K^{11} = Q_T^{11} = 0,008 \text{ МН}.$$

Напруження в корпусі:

$$\sigma_K^{11} = \frac{Q_K^{11}}{F_K} = \frac{0,008}{0,002} = 4 \text{ МПа}.$$

Напруження в трубі:

$$\sigma_T^{11} = \frac{Q_T^{11}}{F_T \cdot n_T} = \frac{0,008}{1,44 \cdot 10^{-4} \cdot 13} = 4,3 \text{ МПа}.$$

Умова міцності корпусу:

$$\sigma_K^1 \leq [\sigma]_K \Rightarrow 4 \text{ МПа} \leq 140 \text{ МПа}.$$

Умова міцності труби:

$$\sigma_T^1 \leq [\sigma]_T \Rightarrow 4,3 \text{ МПа} \leq 140 \text{ МПа}.$$

Умови міцності виконуються, отже апарат буде нормально працювати при даних умовах.

Також було виконано моделювання у програмному пакеті SolidWorks 2018, яке проводилося для опису впливу навантаження на корпус, а також для отримання місць, де знаходяться найвразливіші до навантажень точки в корпусі.

За результатами моделювання навантаження були отримані епюри:

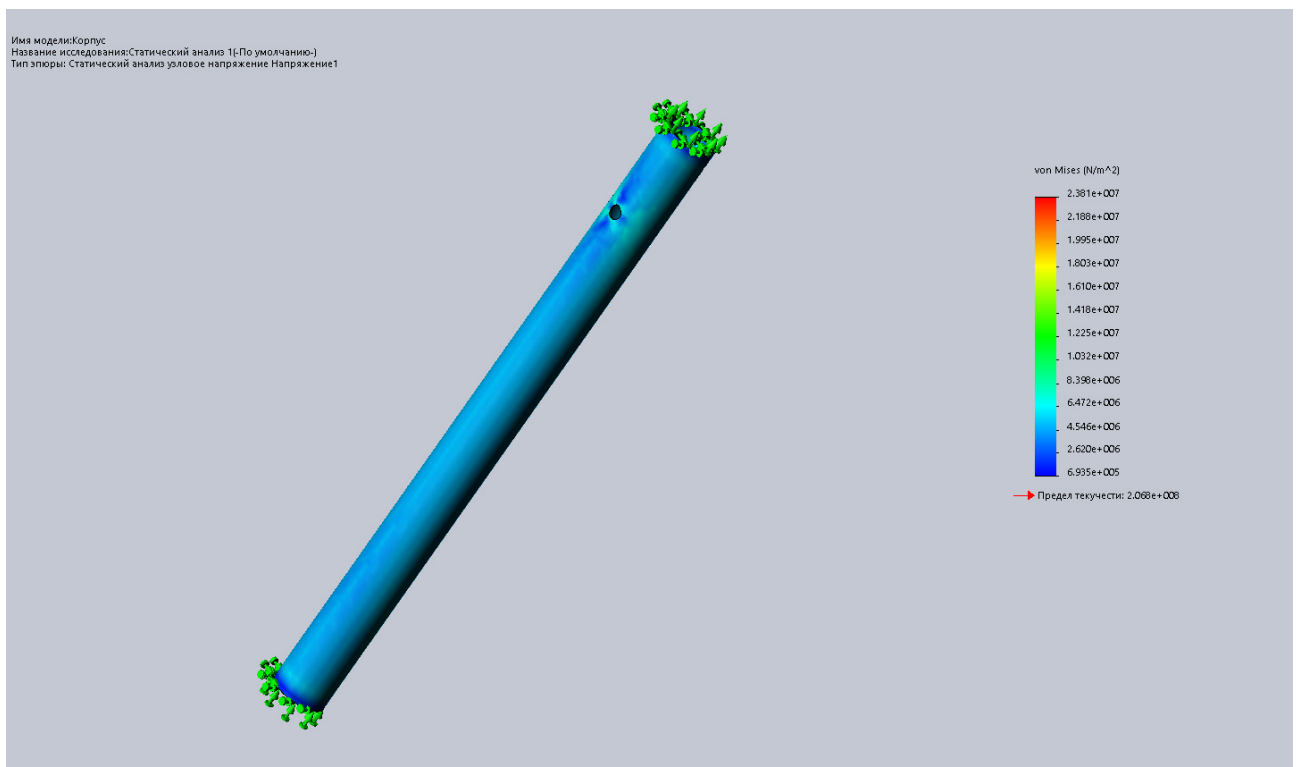


Рис. 4.2. Епюра напруженості корпусу апарату (циліндричної обичайки)

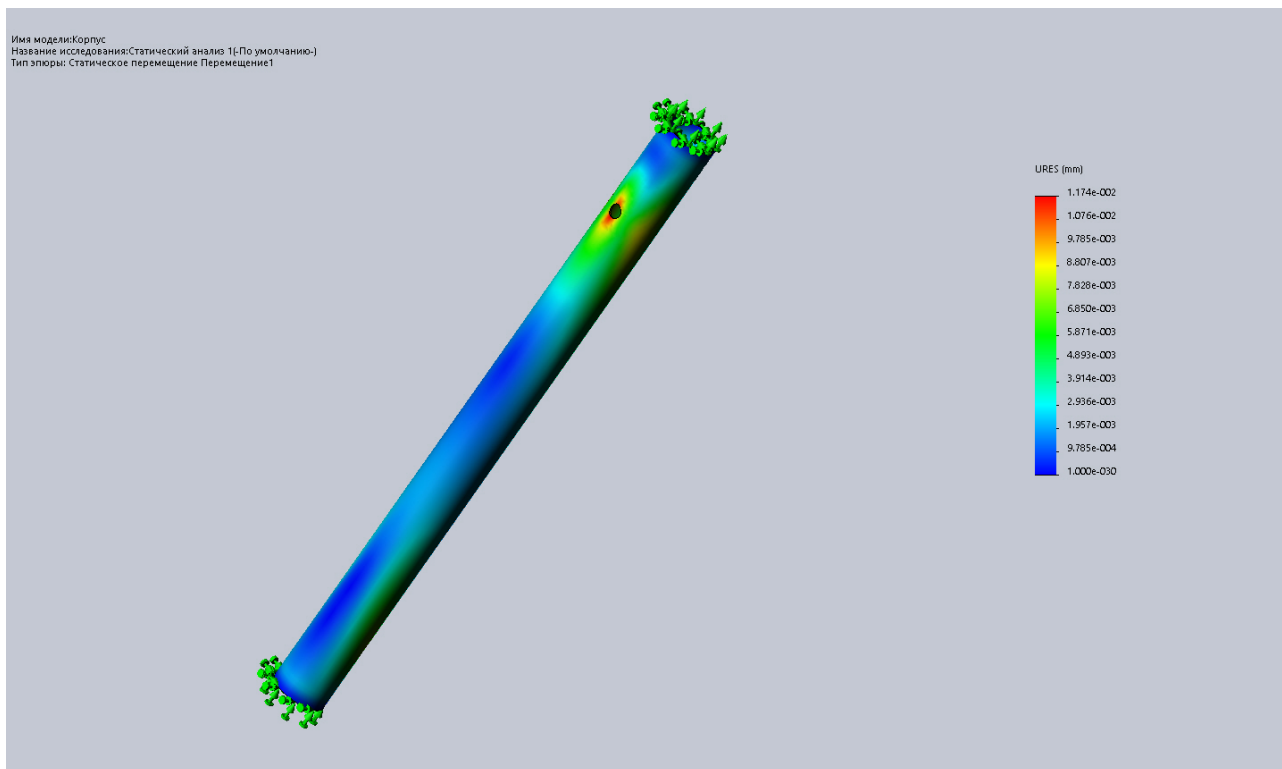


Рис. 4.3. Епюра деформації корпусу апарату (циліндричної обичайки)

Як видно з зображень, навантаження рівномірно розподілене по корпусу і не перевищує норми. Модель була виконана спрощеною через недостатні ресурси комп'ютера. Найбільше навантаження, як і очікувалося, знаходиться там, де розташовується штуцер, але воно знаходиться у межах норми. На епюрі деформації вказана межа, коли корпус почне деформуватися, але за розрахунками, наведеними вище, до цієї межі апарат в робочому режимі не доходить.

З цього можна зробити висновок, що дана обичайка задовольняє умову міцності і може бути використана для заданих навантажень.

#### 4.5. Розрахунок еліптичного днища(кришки).

Обираємо стандартне еліптичне днище, яке працює під внутрішнім тиском (розрахунок проводимо за методикою [7], стандартне днище обираємо з стандарту [12]):

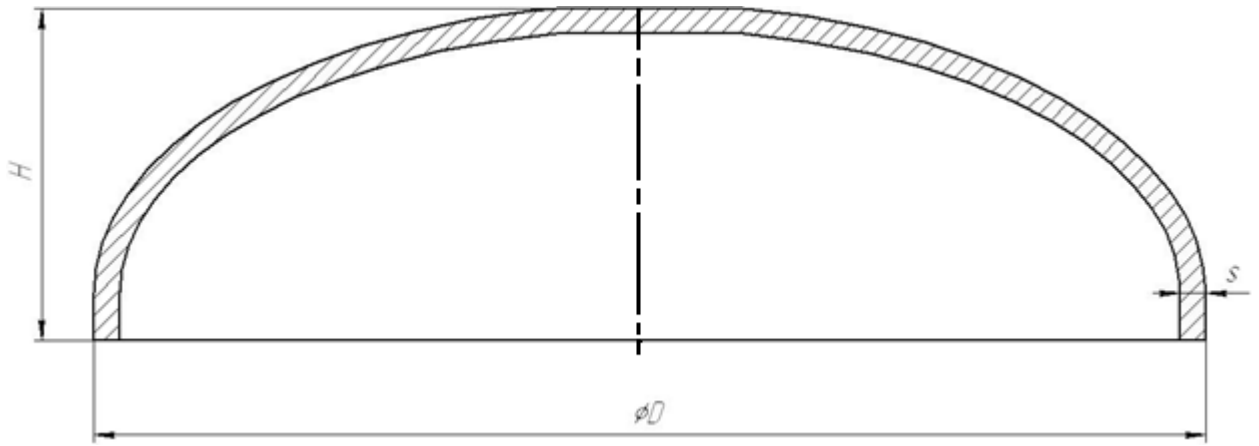


Рисунок 4.4. Еліптичне днище.

Приймаємо стандартне днище, а отже його висота буде дорівнювати:

$$H = 0,065\text{м.}$$

Перевіримо чи витримає еліптичне днище внутрішній тиск( чи виконується умова):

$$[P]_1 \geq P_2,$$

де  $[P]_1$ - допустимий тиск на стінку днища, МПа.

$$[P]_1 = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \phi \cdot (s - c_1 - c_2 - c_3)}{R + s - c_1 - c_2 - c_3} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,9 \cdot (0,004 - 0,0005 - 0,0003)}{0,159 + 0,004 - 0,0005 - 0,0003} = 4,97 \text{ МПа.}$$

Умова виконується:

$$4,97 \text{ МПа} > 0,2 \text{ МПа,}$$

а отже днище може працювати під даним тиском.

Перевіримо чи виконується умова міцності за третьою теорією міцності [6]:

$$\sigma_{11} + \sigma_{13} \leq [\sigma],$$

де  $\sigma_{11}$ - найбільше напруження в днищі, МПа;

$\sigma_{13}$ - найменше напруження в днищі,  $\sigma_{13} = -P_2 = -0,3 \text{ МПа}$

$$\sigma_{11} = \frac{P_2 \cdot R}{2 \cdot s} = \frac{0,3 \cdot 0,159}{2 \cdot 0,004} = 5,96 \text{ МПа.}$$

Умова виконується:

$$5,96 - 0,2 = 5,76 \text{ МПа} < 140 \text{ МПа},$$

отже товщина стінки задовольняє умовам роботи.

Додатково було виконано моделювання у програмному пакеті SolidWorks 2018, яке проводилося для опису впливу навантаження на кришку, а також для отримання місць, де знаходяться найвразливіші до навантажень точки в кришці.

За результатами моделювання навантаження були отримані епюри:

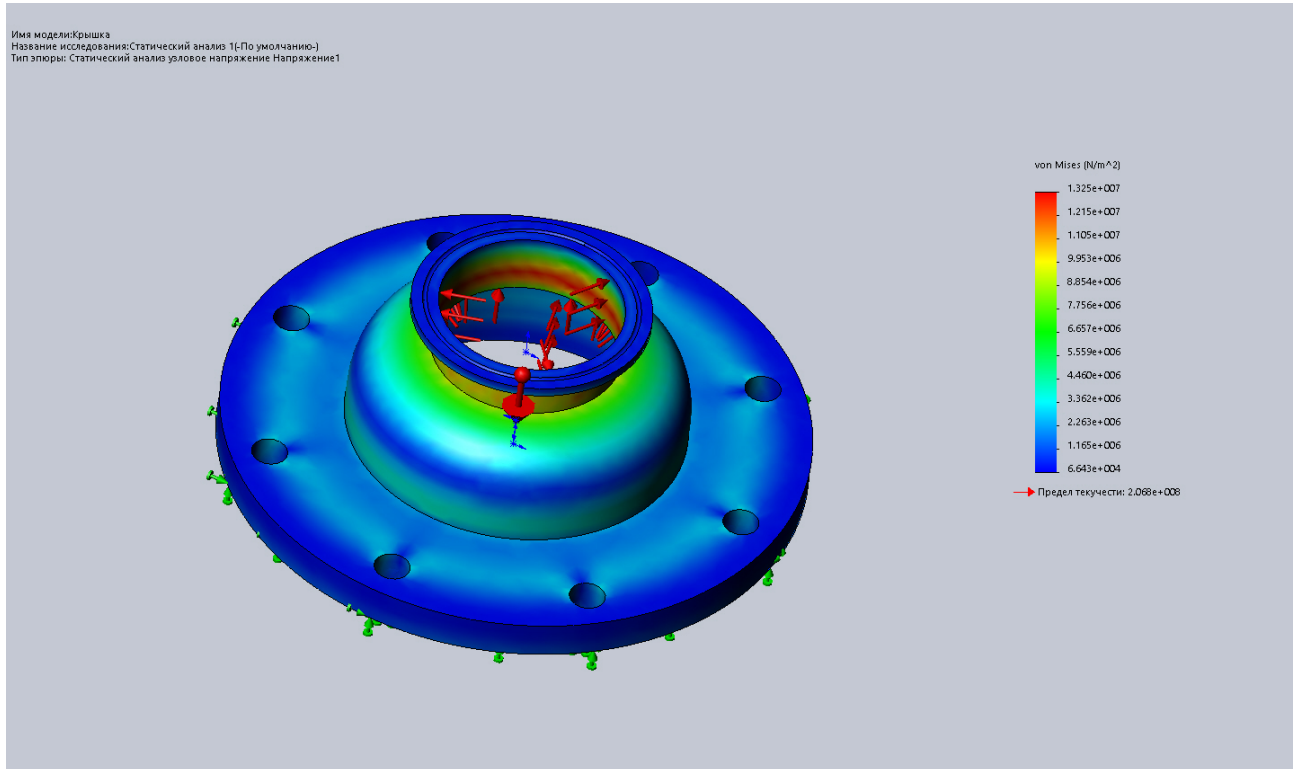


Рис. 4.5. Епюра напруженості кришки в зборі

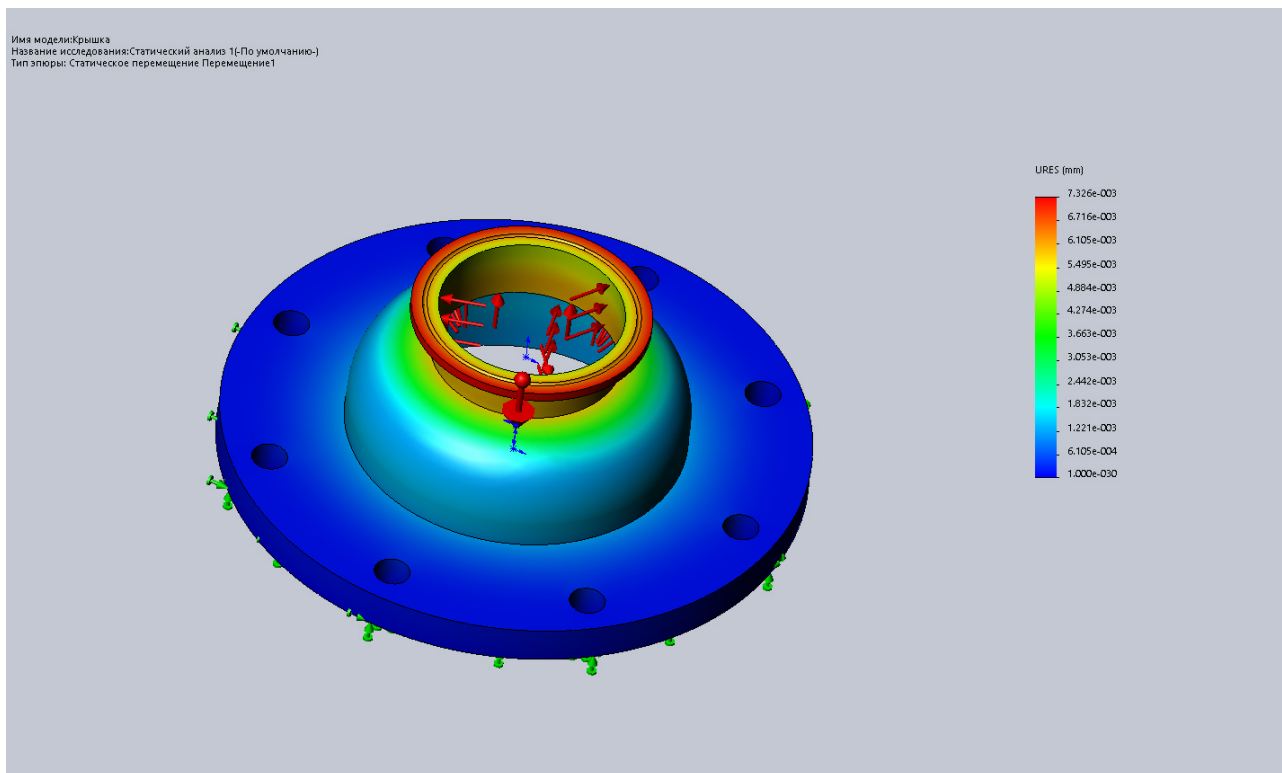


Рис. 4.6. Епюра деоформації кришки в зборі

Як видно з зображень, навантаження має критичні точки, але не перевищує норми. Модель була виконана спрощеною через недостатні ресурси комп'ютера. На епюрі деформації вказана межа, коли кришка почне деформуватися, але за розрахунками, наведеними вище, до цієї межі апарат в робочому режимі не доходить.

Найбільше навантаження, як і очікувалося, знаходиться там, де розташовується штуцер (в місці підключення до інших елементів виробничої лінії), але воно знаходиться у межах норми.

З цього можна зробити висновок, що дана кришка задовольняє умову міцності і може бути використана для заданих навантажень.

#### 4.6. Розрахунок штуцерів

Для даного апарату розраховуємо умовний діаметр штуцера і обираємо зі стандарту штуцер типу “clamp” [14]:

Для води питної:

$$D_y' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,625}} = 0,069м;$$

приймаємо  $D_y = 80мм$ ; за стандартом [14] бачимо, що допустимий тиск 1,0МПа, отже, цей штуцер можна використовувати:

З'єднання Б, В:

$$D_y = 81мм; d = 85мм; D = 106мм; s = 2мм; L = 48мм.$$

Для пари:

$$D_y' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,014}{3,14 \cdot 11,25}} = 0,039мм;$$

Для води питної приймаємо  $D_y = 40мм$ ; за стандартом [14] бачимо, що допустимий тиск 2,5МПа, отже, цей штуцер можна використовувати:

З'єднання Г, Д:

$$D_y = 40мм; d = 41мм; D = 50,5мм; s = 1,5мм; L = 28,6мм.$$

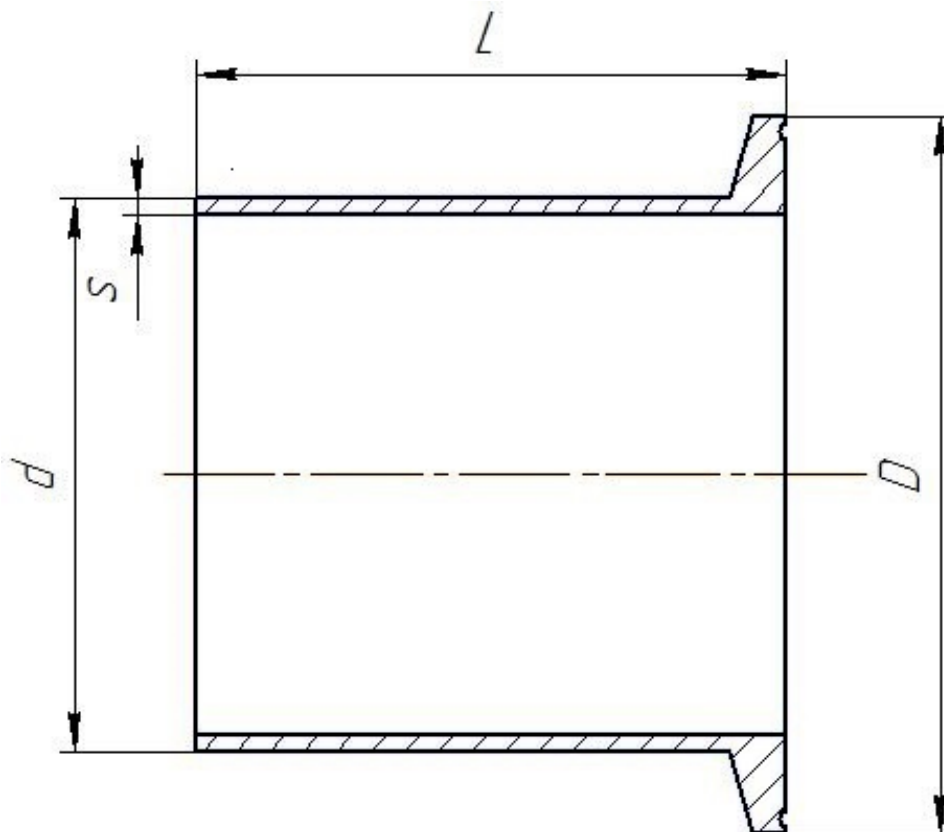


Рисунок 4.7. Штуцер типу “clamp”.

#### 4.7. Розрахунок фланцевого з'єднання корпусу і днища( кришки).

Для з'єднання корпусу і днища вибираємо плоский приварний фланець, який має такі переваги: проста конструкція; при зварюванні з корпусом немає напливів металу на привалочну поверхню. Для ущільнення використовуємо асбометалічну прокладку між плоскими поверхнями( забезпечує герметичність при тиску  $P \leq 2,5 \text{ МПа}$  і температурі  $t \leq 540^{\circ} \text{C}$ ).

Розрахунок проводимо за методикою [13].

Обраний фланець має наступні характеристики [14]:

$$D_{\phi} = 260 \text{ мм}$$

$$D_{\sigma} = 225 \text{ мм}$$

$$D_1 = 202 \text{ мм}$$

$$D = 159 \text{ мм}$$

$$h = 20 \text{ мм}$$

$$s_0 = 4 \text{ мм}$$

$$d = 16 \text{ мм}$$

$$n = 8$$



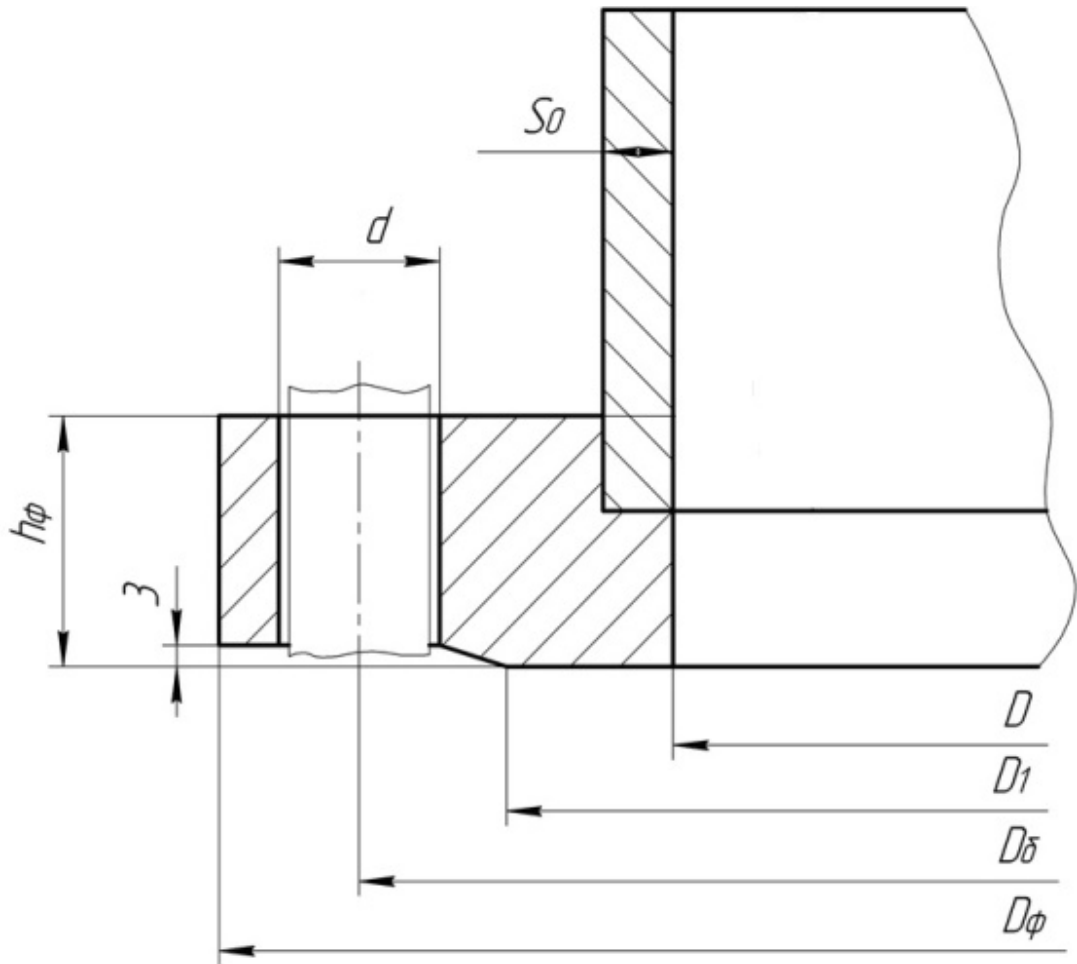


Рисунок 4.8. Плоский приварний фланець.

Розрахункова довжина болта:

$$l_b = l_{b.o.} + 0,28 \cdot d_b = 0,022 + 0,28 \cdot 0,016 = 0,0265\text{м} \approx 0,03,$$

де  $l_{b.o.}$  - висота болта, що не забезпечить згвинчування з гайкою,  
 $l_{b.o.} = 2 \cdot (h_\phi + h_n) = 2 \cdot (0,02 + 0,002) = 0,022\text{м}$  ( $h_n = 2\text{мм}$  - висота прокладки).

Розрахунок навантажень, що діють на фланцеві з'єднання.

Рівнодіюча внутрішнього тиску:

$$F_D = \frac{P \cdot \pi \cdot D_{cn}^2}{4} = \frac{0,3 \cdot 3,14 \cdot 0,185^2}{4} = 0,008\text{МН},$$

де  $P$  - внутрішній тиск в обичайці,  $P = P_1 = 0,3\text{МПа}$ .

Реакція прокладки:

$$R_n = \pi \cdot D \cdot k_{np} \cdot b_o \cdot P = 3,14 \cdot 0,159 \cdot 2,5 \cdot 0,012 \cdot 0,3 = 0,004\text{МН},$$

де  $k_{np}$ - прокладочний коефіцієнт, для асбометалічної прокладки  $k_{np} = 2,5$  [11];

$b_o$  - ефективна ширина прокладки,  $b_o = 0,12\sqrt{b} = 0,12\sqrt{0,02} = 0,012\text{м}$ .

Піддатливість прокладки:

$$y_n = \frac{k_n \cdot h_n}{E_n \cdot \pi \cdot D_{cn} \cdot b} = \frac{0,09 \cdot 0,003}{10,7 \cdot 3,14 \cdot 0,185 \cdot 0,01} = 0,0043 \frac{\text{м}}{\text{МН}}$$

де  $k_n$ - коефіцієнт обтискання прокладки,  $k_n = 0,09$  [3];

$E_n$ - модуль Юнга для прокладки,

$$E_n = 4 \cdot \left(1 + \frac{b}{2 \cdot h_n}\right) = 4 \cdot \left(1 + \frac{0,01}{2 \cdot 0,003}\right) = 10,7 \text{МПа}.$$

Піддатливість болтів:

$$y_{\bar{o}} = \frac{l_{\bar{o}}}{E_{\bar{o}} \cdot f_{\bar{o}} \cdot n_{\bar{o}}} = \frac{0,03}{1,83 \cdot 10^5 \cdot 2,01 \cdot 10^{-4} \cdot 8} = 0,000102 \frac{\text{м}}{\text{МН}}$$

де  $E_{\bar{o}}$ - модуль Юнга для болтів зі Ст35Х 5520-79,

$$E_{\bar{o}} = 1,83 \cdot 10^5 \text{МПа} [10];$$

$f_{\bar{o}}$ - площа поперечного перерізу болта, приймається по діаметру,

$$f_{\bar{o}} = 2,01 \cdot 10^{-4} \text{м}^2.$$

Піддатливість фланців:

$$y_{\phi} = \frac{(1 - \nu \cdot (1 + 0,9\lambda_{\phi})) \cdot \psi_2}{h_{\phi}^3 \cdot E_{\phi}} = \frac{(1 - 0,467 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,4)) \cdot 14}{0,02^3 \cdot 1,98 \cdot 10^5} = 4,04 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МН}},$$

де  $E_{\phi}$ - модуль Юнга для фланців зі Сталі 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-95,

$$E_{\phi} = 1,98 \cdot 10^5 \text{МПа} [10];$$

$\nu, \psi_2$ - конструктивні коефіцієнти, які визначаються з формул:

$$\psi_2 = \frac{D_n + D}{D_n - D} = \frac{0,195 + 0,159}{0,195 - 0,159} = 10$$

$$\nu = \frac{1}{1 + 0,92\lambda_{\phi} \cdot \left(1 + \frac{\psi_1 \cdot h_{\phi}^2}{s_1^2}\right)} = \frac{1}{1 + 0,92 \cdot 0,4 \cdot \left(1 + \frac{0,261 \cdot 0,02^2}{0,002^2}\right)} = 0,265,$$

де  $\psi_1$  - конструктивний коефіцієнт,

$$\psi_1 = 1,28 \cdot \ln \frac{D_n}{D} = 1,28 \cdot \ln \frac{0,195}{0,159} = 0,261.$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання:

$$k_{жс} = \frac{y_{\bar{o}} + 0,5 \cdot y_{\phi} \cdot (D_{\bar{o}} - D - s_1) \cdot (D_{\bar{o}} - D_{cn})}{y_n + y_{\bar{o}} + 0,5 \cdot y_{\phi} \cdot (D_{\bar{o}} - D_{cn})^2} =$$

$$= \frac{0,000102 + 0,5 \cdot 4,04 \cdot (0,225 - 0,159 - 0,004) \cdot (0,225 - 0,185)}{0,0043 + 0,000102 + 0,5 \cdot 4,04 \cdot (0,225 - 0,185)^2} = 0,669.$$

Зусилля від температурних деформацій:

$$F_t = \frac{y_{\bar{o}} \cdot n_{\bar{o}} \cdot f_{\bar{o}} \cdot E_{\bar{o}} \cdot (\alpha_{\phi} \cdot t_{\phi} - \alpha_{\bar{o}} \cdot t_{\bar{o}})}{y_{\bar{o}} + y_n + 0,5 \cdot y_{\phi} \cdot (D_{\bar{o}} - D_{cn})} =$$

$$= \frac{0,000102 \cdot 8 \cdot 2,01 \cdot 10^{-4} \cdot 1,83 \cdot 10^5 \cdot (11,3 \cdot 10^{-6} \cdot 11,52 - 12,6 \cdot 10^{-6} \cdot 11,4)}{0,000102 + 0,0043 + 0,5 \cdot 4,04 \cdot (0,225 - 0,185)^2}$$

$$=$$

$$= -0,00005 \text{ MN},$$

де  $\alpha_{\phi}, \alpha_{\bar{o}}$  - коефіцієнти температурного розширення відповідно фланців і болтів,

$$\alpha_{\phi} = 11,3 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}, \alpha_{\bar{o}} = 12,6 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^{\circ}\text{C}} [10];$$

$t_{\phi}, t_{\bar{o}}$  - температури відповідно фланців і болтів,

$$t_{\phi} = 0,96 \cdot t = 0,96 \cdot 12 = 11,52^{\circ}\text{C}, t_{\bar{o}} = 0,95 \cdot 12 = 11,4^{\circ}\text{C}.$$

Зусилля в болтах в умовах монтажу:

$$F_{\bar{o}1} = \max[k_{жс} \cdot F_D + R_n; \pi \cdot D_{cn} \cdot b_0 \cdot q; 0,4 \cdot [\sigma]_{\bar{o}}^{20} \cdot n_{\bar{o}} \cdot f_{\bar{o}}]$$

$$= \max[0,669 \cdot 0,008 + 0,004 = 0,009 \text{ MN};$$

$$3,14 \cdot 0,185 \cdot 0,012 \cdot 20 = 0,139 \text{ MN}; 0,4 \cdot 230 \cdot 8 \cdot 2,01 \cdot 10^{-4} = 0,148 \text{ MN}]$$

$$= 0,148 \text{ MN},$$

де  $q$  - зусилля герметизації, для асбометалічних прокладок  $q = 20 \text{ МПа}$  [11];

$[\sigma]_{\bar{o}}^{20}$  - граничне напруження в болтах при температурі  $20^{\circ}\text{C}$ ,

$$[\sigma]_{\bar{o}}^{20} = 230 \text{ МПа} [10].$$

Зусилля в болтах в робочих умовах:

$$F_{\delta 2} = F_{\delta 1} + (1 - k_{жс}) \cdot F_D + F_t = 0,148 + (1 - 0,669) \cdot 0,008 - 0,00005 = 0,150 \text{ МН}.$$

Приведений вигинаючий момент:

$$M_0 = \max[0,5 \cdot (D_{\delta} - D_{cn}) \cdot F_{\delta 1}; \{0,5 \cdot (D_{\delta} - D_{cn}) \cdot F_{\delta 2} + (D_{cn} - D - s_0) \cdot F_D\}$$

$$\cdot \frac{[\sigma]_{\phi}^{20}}{[\sigma]_{\phi}}] =$$

$$= \max[0,5 \cdot (0,225 - 0,185) \cdot 0,148 = 0,00296 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$\{0,5 \cdot (0,225 - 0,185) \cdot 0,150 + (0,185 - 0,159 - 0,004) \cdot 0,008\} \cdot \frac{155}{155}$$

$$= 0,00318 \text{ МН} \cdot \text{м}] =$$

$$= 0,00318 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

де  $[\sigma]_{\phi}^{20}, [\sigma]_{\phi}$ - граничні напруження для фланців, відповідно при 20°C і 12°C,

$$[\sigma]_{\phi}^{20} = 155 \text{ МПа}, [\sigma]_{\phi} = 155 \text{ МПа} [2].$$

Умова міцності болтів при монтажу:

$$\frac{F_{\delta 1}}{n_{\delta} \cdot f_{\delta}} \leq [\sigma]_{\delta}^{20} \Rightarrow \frac{0,148}{8 \cdot 2,01 \cdot 10^{-4}} = 92 \text{ МПа} < 230 \text{ МПа},$$

умова виконується.

Перевірка міцності болтів в робочих умовах:

$$\frac{F_{\delta 2}}{n_{\delta} \cdot f_{\delta}} \leq [\sigma]_{\delta}^{20} \Rightarrow \frac{0,150}{8 \cdot 2,01 \cdot 10^{-4}} = 93 \text{ МПа} < 230 \text{ МПа},$$

умова виконується.

Умова міцності прокладки:

$$\frac{F_{\delta \max}}{\pi \cdot D_{cn} \cdot b} \leq [P]_{np} \Rightarrow \frac{0,150}{3,14 \cdot 0,185 \cdot 0,01} = 26 \text{ МПа} \leq 130 \text{ МПа},$$

де  $[P]_{np}$ - допустимий тиск, для асбометалічної прокладки:

$$[P]_{np} = 130 \text{ МПа} [10];$$

$F_{\delta \max}$ - найбільше зусилля в болтах:

$$F_{\delta \max} = \max[F_{\delta 1}, F_{\delta 2}] = 0,150 \text{ МН}.$$

Радіальне напруження у перерізі  $s$ :

$$\sigma_1 = \frac{T_\phi \cdot M_0 \cdot \nu}{D \cdot (s - c_1 - c_2 - c_3)^2} = \frac{1,826 \cdot 0,00318 \cdot 0,265}{0,159 \cdot (0,004 - 0,0005 - 0,0004)^2} = 101 \text{ МПа},$$

де  $T_\phi$ - конструктивний коефіцієнт, визначається по формулі:

$$T_\phi = \frac{D_H^2 \cdot (1 + 8,55 \cdot \lg \frac{D_H}{D}) - D^2}{(1,05 \cdot D^2 + 1,945 \cdot D_H^2) \left( \frac{D_H}{D} - 1 \right)} = \frac{0,195^2 \cdot (1 + 8,55 \cdot \lg \frac{0,195}{0,159}) - 0,159^2}{(1,05 \cdot 0,159^2 + 1,945 \cdot 0,195^2) \left( \frac{0,195}{0,159} - 1 \right)} = 1,826.$$

Кільцеве напруження у перерізі  $s$ :

$$\sigma_k = \frac{M_0 \cdot (1 - \nu \cdot (1 + 0,9 \cdot \lambda_\phi))}{D \cdot h_\phi^2} = \frac{0,00318 \cdot (1 - 0,265 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,4))}{0,159 \cdot 0,01^2} = 128 \text{ МПа}.$$

Напруження у втулці від внутрішнього тиску:

$$\sigma_t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (s - c_1 - c_2 - c_3)} = \frac{0,3 \cdot 0,159}{2 \cdot (0,004 - 0,0005 - 0,0004)} = 8 \text{ МПа},$$

$$\sigma_m = \frac{P \cdot D}{4 \cdot (s - c_1 - c_2 - c_3)} = \frac{0,3 \cdot 0,159}{4 \cdot (0,004 - 0,0005 - 0,0004)} = 4 \text{ МПа}.$$

Умова міцності для перерізу  $s$ :

$$\sqrt{(\sigma_1 + \sigma_m)^2 + \sigma_t^2 - (\sigma_1 + \sigma_m) \cdot \sigma_t} \leq \phi \cdot [\sigma]_0$$

$$\sqrt{(101 + 4)^2 + 8^2 - (101 + 4) \cdot 8} = 105 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 603 = 543 \text{ МПа},$$

де  $[\sigma]_0$ - граничне напруження в перерізі  $s$ ,

$$[\sigma]_0 = 0,003 \cdot E_\phi = 0,003 \cdot 2,01 \cdot 10^5 = 603 \text{ МПа}.$$

Умова герметичності фланцевого з'єднання:

$$\theta = \frac{\sigma_k \cdot D}{E_\phi \cdot h_\phi} \leq [\theta]$$

$$\frac{128 \cdot 0,159}{1,98 \cdot 10^5 \cdot 0,020} = 0,005 < 0,009,$$

де  $[\theta]$ - граничний кут повороту фланців,  $[\theta] = 0,009 (D < 2000 \text{ мм})$ .

#### 4.8. Вибір опорних лап

Для того щоб вибрати опорні лапи необхідно знайти вагу апарата. Вага апарата дорівнює сумі ваги окремих елементів і ваги холодоносіїв, що знаходяться в теплообміннику. Розрахунки проводимо згідно із методикою [6].

Вага труб:

$$G_T = F_T \cdot n_T \cdot l \cdot \rho_{cm} \cdot g = 1,44 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 2 \cdot 7920 \cdot 9,81 = 291H,$$

де  $F_T$ - площа поперечного перерізу труб,  $m^2$ ;

$l$  - довжина труб,  $m$ ;

$\rho_{cm}$ - густина сталі,  $\rho_{cm} = 7920 \text{ кг}/m^3$ ;

$g$  - прискорення вільного падіння,  $m/s^2$ ;

Вага обичайки:

$$G_o = F_k \cdot l \cdot \rho_{cm} \cdot g = 0,002 \cdot 2 \cdot 7920 \cdot 9,81 = 311H,$$

де  $F_k$ - площа поперечного перерізу корпусу,  $m^2$ .

Вага кришок:

$$G_k = 2 \cdot M_k \cdot g = 2 \cdot 1,2 \cdot 9,81 = 24H,$$

де  $M_k$ - маса однієї кришки,  $M_k = 1.2 \text{ кг}$  [12].

Вага води:

$$G_i = (f_m \cdot l + 2 \cdot V_k) \cdot \rho \cdot g = (0,004 \cdot 2 + 2 \cdot 0,87 \cdot 10^{-3}) \cdot 1,494 \cdot 9,81 = 0,14H,$$

де  $f_m$ - площа поперечного перерізу трубного простору,  $m^2$ ;

$V_k$ - об'єм однієї кришки,  $V_k = 0,87 \cdot 10^{-3} m^3$ ,

$\rho$  - густина пари,  $\text{кг}/m^3$ .

Вага води питної:

$$G_e = f_m \cdot l \cdot \rho_e \cdot g = 0,008 \cdot 2 \cdot 997 \cdot 9,81 = 157H,$$

де  $f_{mm}$ - площа поперечного перерізу міжтрубного простору,  $m^2$ ;

$\rho_e$ - густина води питної,  $\rho_e = 997 \text{ кг}/m^3$ .

Загальна вага апарата:

$$G_a = G_o + G_T + G_e + G_i + G_k + 0,1 \cdot G_a \Rightarrow G_a = \frac{G_o + G_T + G_i + G_e + G_k}{0,9} \\ = \frac{311 + 291 + 0,14 + 157 + 24}{0,9} = 870H.$$

де  $0,1 \cdot G_a$ -вага, інших елементів,  $H$ .

З каталогу вибираємо опорні лапи( $Q = 6.3 \text{ кН}$ ) з наступними параметрами [15]:

$h_1 = 99\text{мм}, h_2 = 4\text{мм}, s_1 = 4\text{мм}, b_4 = 60\text{мм}, l_1 = 60\text{мм},$   
 $g = 46\text{мм}, d = 16\text{мм}, c_1 = 25\text{мм}, k = 10\text{мм}.$

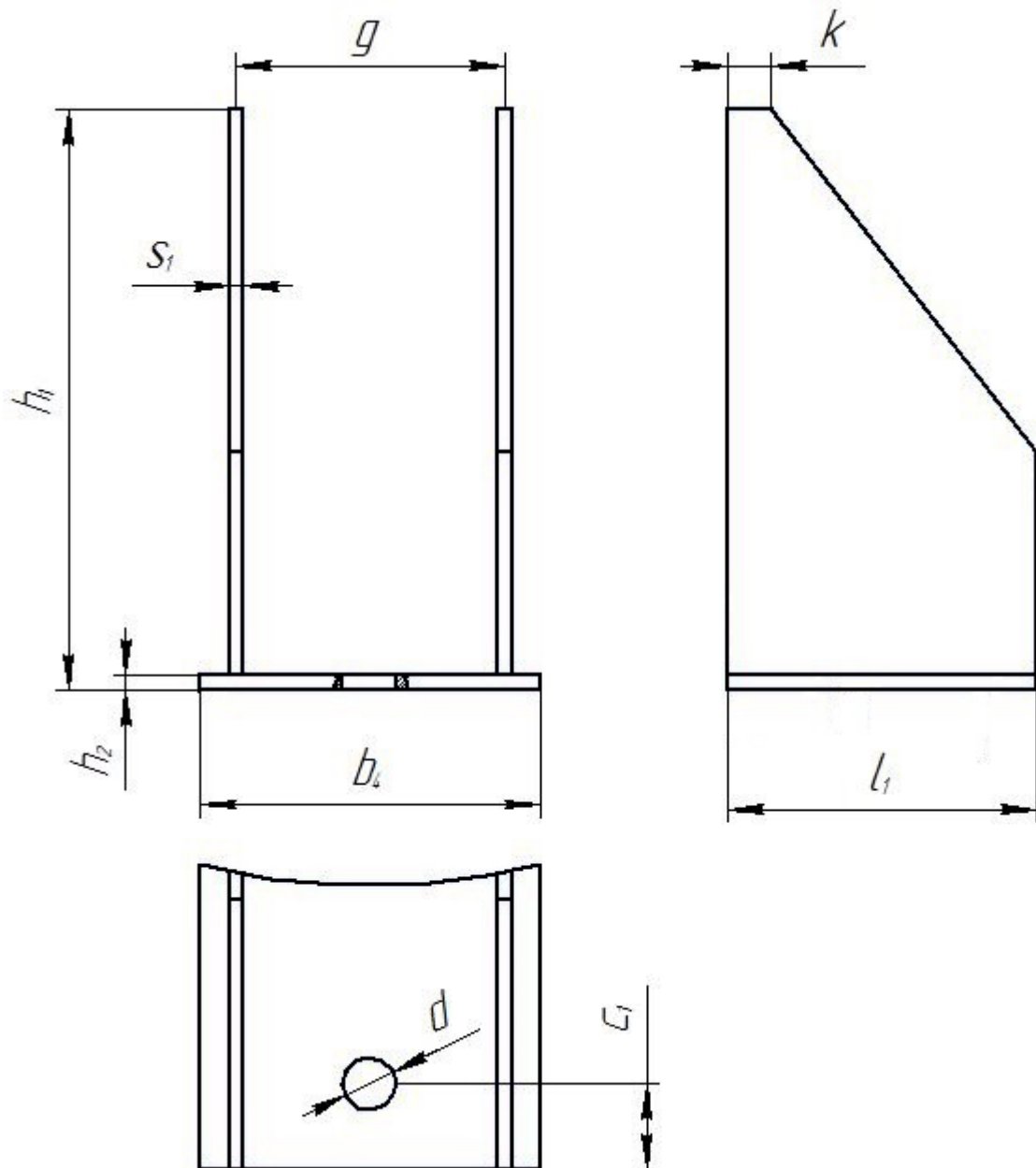


Рисунок 4.9. Опорна лапа.

Перевірка вузла приварювання лап до кожуха на міцність.

Умова використання розрахункових формул:

$$\frac{(s - c)}{D} \leq 0,05 \Rightarrow \frac{0,004 - 0,0015}{0,159} = 0,016 < 0,05,$$

де  $s$  - товщина стінки обичайки,  $\text{м}$ ;

$D$  - внутрішній діаметр апарата,  $D = D_g = 0,159\text{м}$ ;

Загальні кільцеві напруження:

$$\sigma_{my} = \frac{P_1 \cdot D}{2 \cdot (s - c)} = \frac{0.3 \cdot 0.159}{2 \cdot (0.004 - 0.0015)} = 9.54 \text{ МПа},$$

де  $P_1$ - внутрішній тиск у обичайці, МПа.

Загальні напруження:

$$\sigma_m = \sigma_{my} = 9.54 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт, що враховує ступінь навантаження загальним напруженням:

$$v_2 = \frac{k_2}{n} \cdot \frac{\sigma_m}{[\sigma] \cdot \phi} = \frac{1.2}{1.5} \cdot \frac{9.54}{140 \cdot 0.9} = 0.06,$$

де  $k_2$ - коефіцієнт, що враховує режим роботи апарата, для робочих умов  $k_2 = 1.2$ ;

$n$  - коефіцієнт запасу міцності,  $n = 1.5$ ;

$[\sigma]$  - допустиме напруження для сталі 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-95,  $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$ .

Коефіцієнт, що відображає відношення місцевих напружень до місцевих напружень вигину  $v_1 = 0.3$ .

Коефіцієнт, що враховує навантаження мембранними напруженнями:

$$k_1 = \frac{1 + 3 \cdot v_1 \cdot v_2}{3 \cdot v_1^2} \left( \sqrt{\frac{9 \cdot v_1^2 \cdot (1 - v_2^2)}{(1 + 3 \cdot v_1 \cdot v_2)^2} + 1} - 1 \right) =$$
$$= \frac{1 + 3 \cdot 0.3 \cdot 0.06}{3 \cdot 0.3^2} \left( \sqrt{\frac{9 \cdot 0.3^2 \cdot (1 - 0.06^2)}{(1 + 3 \cdot 0.3 \cdot 0.06)^2} + 1} - 1 \right) = 1.1.$$

Граничне напруження вигину обичайки в місці приварення опорної лапи:

$$[\sigma]_i = k_1 \cdot [\sigma] \frac{n}{k_2} = 1.1 \cdot 140 \cdot \frac{1.5}{1.2} = 192.5 \text{ МПа}.$$

Зусилля, що діють на опорну лапу:

$$F_1 = \frac{G_a}{2} = \frac{658}{2} = 329 \text{ Н}.$$



Допустимі зусилля у вузлі приварювання лапи до циліндричної обичайки:

$$[F]_1 = \frac{[\sigma]_i \cdot h_1 \cdot (s-c)^2}{k_7 \cdot e_1} = \frac{192,5 \cdot 10^6 \cdot 0,099 \cdot (0,004 - 0,0015)^2}{0,439 \cdot 0,074} = 3666H.$$

Умова несучої спроможності вузла:

$$F_1 \leq [F]_1 \Rightarrow 329H < 3666H.$$

Умова виконується, отже вузол буде функціонувати нормально.

Додатково було проведено моделювання у програмному пакеті Solidworks 2018, яке дозволило побачити найбільш напружені місця на опорних лапах, а також де відбувається найбільше навантаження, що, при наднормованих гавантаженнях можуть призвести до деформації.

За результатами моделювання навантаження були отримані епюри:

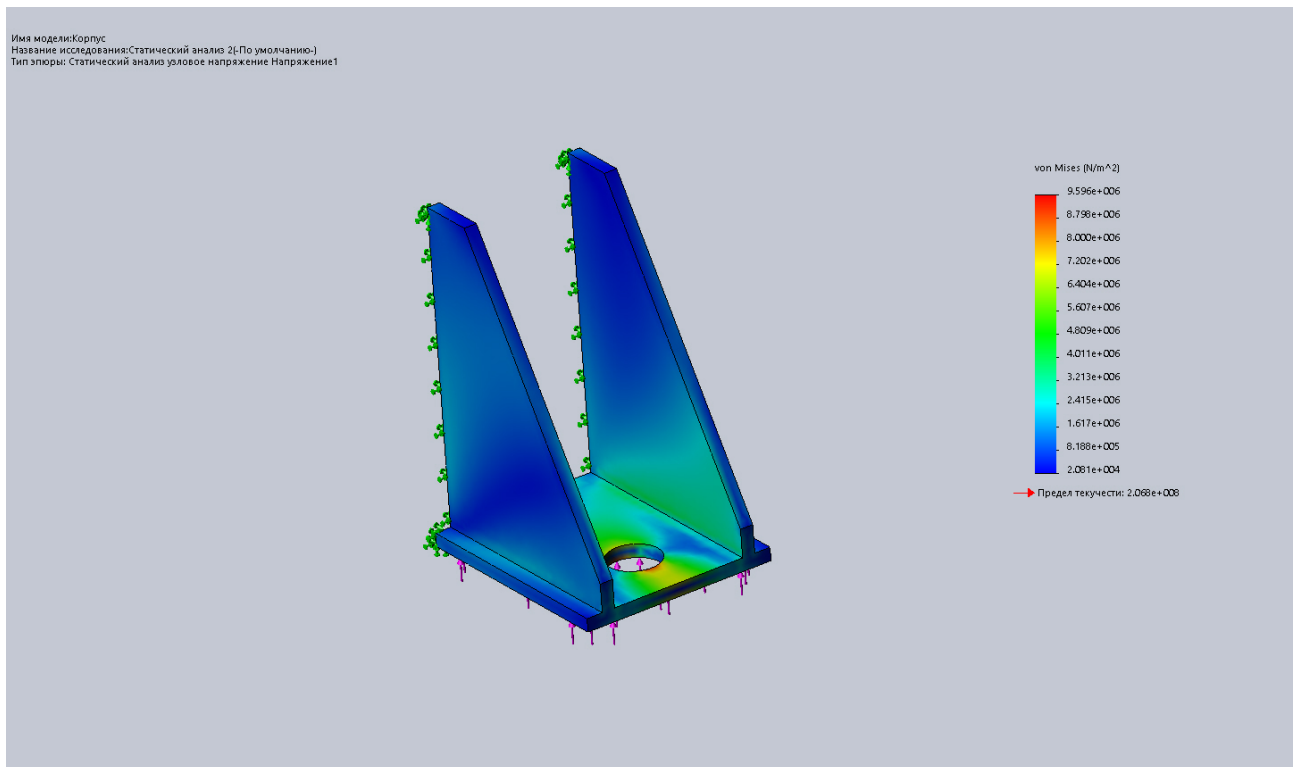


Рис. 4.10. Епюра напруженості опорної лапи

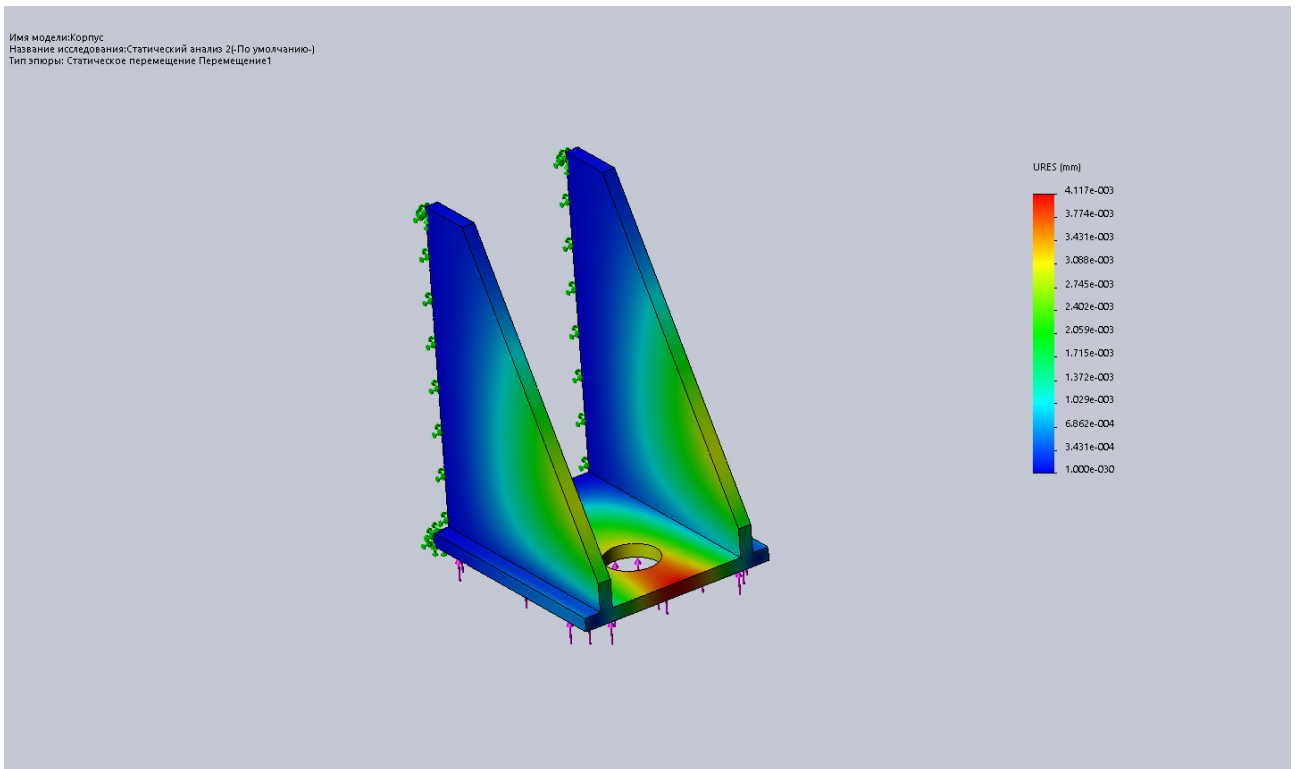


Рис. 4.11. Епюра переміщення опорної лапи

Як видно з зображень, навантаження має критичні точки, але не перевищує норми. Модель була виконана спрощеною через недостатні ресурси комп'ютера. На епюрі переміщення вказана межа, коли і де лапа почне деформуватися, але за розрахунками, наведеними вище, до цієї межі апарат в робочому режимі не доходить.

Найбільше навантаження, як і очікувалося, знаходиться там, де лапа кріпиться до опори, але воно знаходиться у межах норми.

З цього можна зробити висновок, що дана лапа задовольняє умову міцності і може бути використана для заданих навантажень.

#### 4.9. Рекомендації з монтажу та експлуатації

Складальні роботи з монтажу полягають в установці апаратів на металоконструкції, установці і приєднанні допоміжного устаткування, приєднання трубопроводів, деталей вузлів підведення і відводу продуктів, установці приладів теплового контролю й автоматичного регулювання. У процесі монтажу виявляються й усуваються дефекти конструкції і

виготовлення апаратури. Одночасно здійснюється налагодження роботи апарата з метою підготовки до експлуатації.

Проектом виробництва монтажно-складальних робіт передбачається наступна послідовність операцій складання:

- установка корпусу апарата на металоконструкцію;
- установка елементів, що знаходяться всередині апарата;
- припасування і приєднання всіх трубопроводів;
- установка арматури і контрольно-вимірювальних приладів;
- герметизація місць з'єднання апарата (кришок, фланців і т.д.);
- приєднання допоміжних механізмів і пристроїв;
- установка огорожень;
- випробування апарата на герметичність і здача інженеру

Держтехнагляду;

- пробна експлуатація установки;
- проведення теплоізоляційних робіт (якщо потрібно);
- здача установки в експлуатацію.

Після закінчення монтажно-збиральних робіт апарат має неодмінно пройти випробування. Спочатку проводять підготовчі роботи, пов'язані з оглядом та перевіркою стану всіх частин та вузлів апарата. При цьому особливу увагу необхідно звернути на присутність в конструкції арматури, приладів, кришок, заглушок, болтів, прокладок та інших деталей, які забезпечують герметичність системи.

В програму випробувань входить гідравлічне та пневматичне випробування апарата разом з трубопроводами на тиск, який вказаний на кресленні. При випробуваннях виявляють герметичність та надійність роботи вентилів, кранів, клапанів та іншої арматури, а також щільність всіх роз'ємних з'єднань.

Підготовка апарата до експлуатації включає перевірку витрат холодоносіїв, температур холодоносіїв на вході та на виході з апарату, тиск всередині апарата

та в трубопроводі. При цьому слід звернути увагу на легкість та надійність управління технологічним процесом.

Результати випробувань виявляють дефекти та недоліки, які заносять в акт випробувань на конкретно взятий апарат.

Апарат вважається прийнятим в експлуатацію після підписання акту з боку представників монтажної організації та замовника.

Для дотримання правильного експлуатаційного режиму використовуючих тепло установок необхідні:

- справність і безперебійність роботи устаткування;
- високий рівень кваліфікації обслуговуючого персоналу;
- забезпечення необхідними видами енергії і раціональна її витрата.

Для безперебійної роботи устаткування необхідний: достатній резерв основного і допоміжного устаткування і дотримання правил технічної експлуатації, своєчасне виконання планово-попереджувальних ремонтів устаткування і наявність запасних частин для вузлів і деталей, які швидко зношуються.

## 5. РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

### 5.1. Резюме

Бізнес-ідея: модифікація існуючої моделі апарату.

Мета наукової розробки: зменшення витрат на обслуговування апарату та витрати енергії зі збереженням продуктивності або збільшення продуктивності при збереження витрат на обслуговування та енергію, що витрачаються на процес теплообміну, покращення технологічної схеми виробництва, підвищення швидкості виробництва.

Тема: Підвищення енергоощадності теплообмінника системи водопідготовки.

Назва: Кожухотрубний теплообмінник з поперечними перегородками у міжтрубному просторі.

Суб'єкт замовлення: юридична, фізична особа або фізична особа підприємця.

Об'єкт замовлення: модифікована продукція (модернізована конструкція теплообмінника).

Місце розробки в інноваційному ланцюжку цінностей: необхідно залучення інвесторів для експериментальних досліджень, оскільки теоретичні розрахунки були проведені, але для експериментальних даних та отримання патенту необхідні додаткові фінансові вливання. В подальшому планується відкриття підприємства по виробництву модифікованих кожухотрубних теплообмінників.

Технологія: У кожухотрубному теплообміннику один потік проходить по трубах трубного. Другий потік омиває ці труби зовні, проходячи у міжтрубному просторі. Встановлено, що поздовжнє обмивання труб, неефективно. Краще, якщо потік буде омивати труби під кутом, близьким до прямого, тобто перпендикулярно або майже перпендикулярно. Тому для інтенсифікації передачі теплоти в міжтрубному просторі встановлюють перегородки. Ці перегородки різко змінюють траєкторію руху потоку, сприяючи утворенню вихорів. А це підвищує ефективність тепловіддачі.

Доступність сировинної бази: необхідні сталь та алюміній, котрі наявні на території України.

Ринок збуту: фармацевтичні та харчові підприємства.

Кваліфікація персоналу: інженери-механіки, спеціалісти, технологи, робітники.

Конкурентні переваги: продуктивність, швидкість, надійність.

## 5.2. Аналіз зовнішнього та внутрішнього середовища підприємства

### 5.2.1. Загрози і можливості зовнішнього середовища

Таблиця 5.1. Аналіз зовнішніх загроз та можливостей

Загрози	Можливості
<b>Географія</b>	
Використання великої кількості електроенергії шкодить екології.	У Києві найбільше фармацевтичних заводів, що є основним контингентом замовників.
Виробництво виділяє шкідливі викиди, що може викликати обурення та скарги від проживаючих поряд людей.	Через розташування у столиці про підприємство знатиме більша кількість потенційних покупців, можливість проведення екскурсій по виробництву.
Заробітна плата у Києві є вищою, ніж в регіонах.	Поряд з м. Києвом знаходиться багато міст/сіл/СМТ, жителі яких зацікавлені в роботі в столиці.
Через густу населеність та швидке розростання Києва підприємство рано чи пізно опиниться поряд з житловими будинками.	
<b>Демографія</b>	
Шкідливі умови праці можуть відлякувати потенційних працівників.	Нові робочі місця, що позитивно вплине на картину безробіття у країні.
Все більше людей отримує вищу освіту, через що не хоче працювати на заводі, відтік кадрів за кордон через скасування візового	Наявність посад, що не вимагають вищої освіти, але передбачають кар'єрний ріст (випускники коледжів тощо).

режиму.	
Жителі столиці менш схильні працювати на заводах.	Можливість залучити на виробництво студентів ВНЗ останніх курсів для надання досвіду та можливості проходження виробничої та переддипломної практики.
Зменшення народжуваності.	Підвищення пенсійного віку, що збільшить кількість бажаючих працювати на заводі, через брак робочих місць у країні.
<b>Політика</b>	
Довга процедура отримання необхідних сертифікатів на виготовлення обладнання.	Держава зацікавлена у розвитку промисловості.
Державне мито на продаж за кордон.	Підвищення якості лікарських препаратів за рахунок покращеного обладнання.
Складна процедура оформлення закордонних кадрів та проведення обміну досвідом	Можливість підвищення конкурентоспроможності виробництв, розташованих у регіонах.
<b>Економіка</b>	
Ринок досить повний підприємствами з виготовлення обладнання, може «задушити» конкурента.	Вітчизняне обладнання більш дешеве, ніж імпортне, що не означає менш якісне.
Через фінансову кризу потенційні покупці можуть бути фінансово неготові до переобладнання своїх підприємств.	Транспортування в межах країни не є дорогим.
	Через заборгованості держава зацікавлена у розробках і продажу на базі державних установ.
<b>Культура</b>	
Для людей є більш привабливим працювати в офісі ніж на заводі	Актуальною є робота на державне підприємство через відрахування у пенсійний фонд (люди 35-50 років)

Для амбіційних випускників ВНЗ робота на заводі може здатись не досить престижною	Культура оновлення обладнання
<b>НТП</b>	
Випускники ВНЗ часто не спроможні без досвіду застосувати знання до роботи.	Можливість «вирощувати» кадри для себе за допомогою курсів підвищення кваліфікації, заохочуючи випускників роботою без досвіду.

Отже, підприємство в даній ситуації має достатньо вагомі можливості, щоб протистояти зовнішнім загрозам.

#### 5.2.2. Переваги та недоліки внутрішнього середовища

Таблиця 5.2. Аналіз внутрішніх переваг і недоліків

Переваги	Недоліки
<b>Постачальник</b>	
Великий вибір постачальників сировини в Україні	Підвищення ціни на сировину
Одноразовий вклад в обладнання і можливість використовувати його в подальшому для інших деталей.	
Можливість отримання знижок на закупівлю обладнання при певних умовах співпраці	
<b>Виробництво</b>	
Очистка води і передача її на інші етапи виробництва.	Витрати енергії на підігрів теплоносія (25,2 кВт/місяць = 50,4 грн/місяць при тарифі 2 грн/кВт·год).
Одноразове переобладнання підприємства	Потрібно багато працівників, витрати на заробітну плату
Можливість модульного оновлення лінії виробництва, без необхідності довгострокового	Збір і використання забрудненої води з інших етапів виробництва (витрата теплоносія



виведення її з експлуатації	720 м <sup>3</sup> /місяць= 11376 грн/місяць)
<b>Конкуренти</b>	
Перехід від конкурентів за рахунок нового технічного рішення	Недовіра до нового продукту
Одні на ринку.	Одні на ринку.
Покупка іншими компаніями прав на використання інновації.	При покупці іншими підприємства прав на використання інновації зменшиться ринку збуту.
<b>Споживачі</b>	
Широкий ринок збуту, завжди є підприємства, які зацікавлені в продукції.	Не всі довіряють новому продукту на ринку
Можливість розширення закордонного ринку.	Витрати на рекламу
<b>Посередники</b>	
Ціна на продукцію нижча ніж на аналоги.	Посередники збільшують ціну продукції.
	Старі посередники можуть відмовитися працювати з новим товаром

Проаналізувавши вказані переваги недоліки можна зрозуміти, в якому напрямку треба рухатися для досягнення успіху в керуванні підприємством. Варто мінімізувати вплив негативних факторів (наприклад – відмовитися від послуг посередників і продавати свої розробки силами компанії).

### 5.3. Аналіз конкурентного середовища за методом квадрату Бове

Для аналізу конкурентного середовища обрано наступні підприємства-конкуренти:

1. Інститут теплофізики (м. Київ)
2. ТОВ НВП «Техприлад» (м. Київ)
3. ТОВ СУРП «Орма-Олімп» (м. Світловодськ)
4. ТОВ «ШУЛЬЦ-ТЕХНОЛОДЖИ» (м. Київ)
5. ТОВ «Energotek» (м. Кривий Ріг)

## 6. Запропонована інновація

Таблиця 5.3. Метод квадрату Бове

ТОВ «ШУЛЬЦ-ТЕХНОЛОДЖИ»	ТОВ «Energotek»
Інститут теплофізики <i>HeatEx</i>	ТОВ СУРП «Орма-Олімп» ТОВ НВП «Техприлад»

За методом квадрату Бове запропоноване підприємство “HeatEx” можна віднести до групи “Готові обійти”, тому що завдяки інноваційній ідеї розробка зможе конкурувати з аналогічними пропозиціями на ринку.

### 5.4. Місце розробки у системі цінностей підприємства за методом Бостонської матриці

У матриці індикатором привабливості є два чинники, темпи зростання ринку та індикатор конкурентоспроможності — відносна частка ринку (щодо основного конкурента). На вертикальній лінії матриці зобразимо середні показники темпу зростання ринку збуту, на якому працює компанія. На горизонтальній лінії матриці зобразимо відносні показники частки ринку (який може бути рівний одиниці, якщо частка ринку компанії і її конкурента однакові), бути більше (якщо частка ринку компанії буде значно більше чим у конкурента), бути менше (якщо компанія займає меншу частину ринку).

Далі поле матриці ділимо на чотири квадрати. Вертикальна лінія проходить через точку 1,0, горизонтальна — через середнє значення показників темпу зростання ринку, на якому працює компанія. Позиція кожного підрозділу зображена колами, площа яких відповідає кількості продажів.

Щодо позицій у матриці ділимо її на чотири типи СХП, за кожним з них можуть формуватися окремі стратегії:

- 1) «важка дитина»;
- 2) «зірки»;
- 3) «дійна корова»;
- 4) «собака».

Таблиця 5.4. Бостонська матриця

№	Підприємство	Обсяг реалізації, грн	Обсяг прибутку, грн	Місце розробки
1	ТОВ «ШУЛЬЦ-ТЕХНОЛОДЖИ»	10 000 000	3 900 000	Дійні корови
2	ТОВ «Energotek»	7 000 000	2 000 000	Дійні корови
3	ТОВ СУРП «Орма-Олімп»	3 500 000	1 600 000	Зірки
4	ТОВ НВП «Техприлад»	2 700 000	1 200 000	Важкі діти
5	Інститут теплофізики	2 000 000	560 000	Важкі діти
6	<i>Запропонована інновація</i>	5 000 000	2 000 000	
<b>Разом</b>		30 200 000	11 260 000	

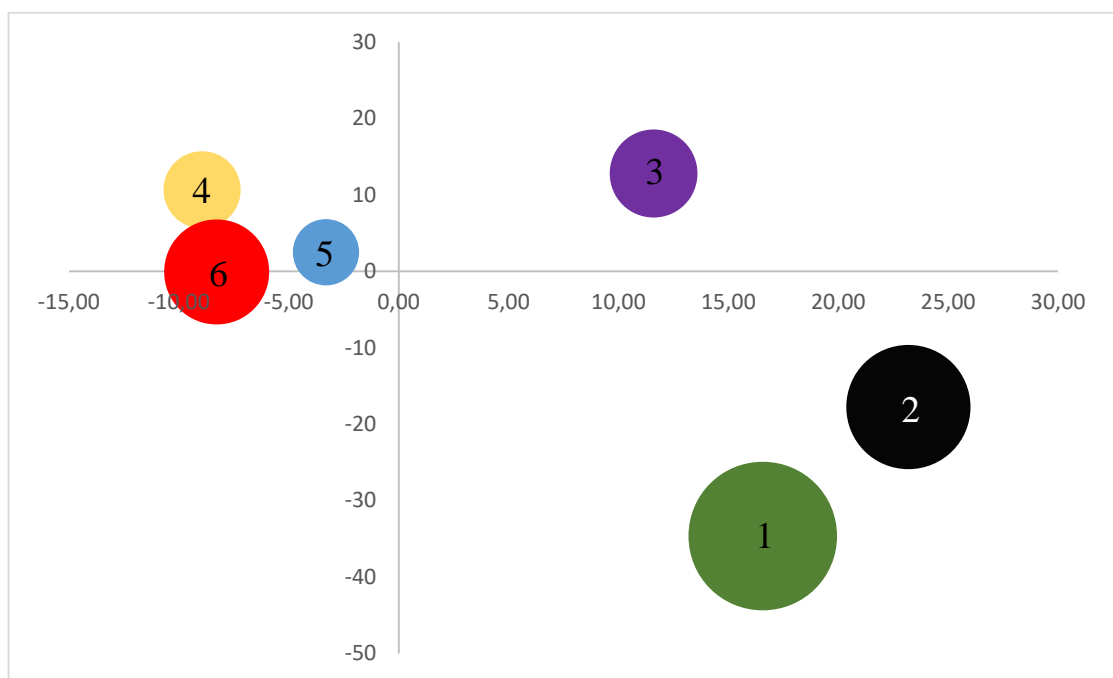


Рис. 5.1. Матриця БКГ

Отже, за результатом аналізу за методом Бостонської матриці видно, що запропонована інновація знаходиться на перетині зон “Важкі діти” та “Мертвий груз”. Отже, підприємство знаходиться на зростаючому ринку, але потребує обов’язкових інвестиційних впливань для збільшення конкурентоспроможності та захоплення більшої долі ринку.

## 5.5. Ключові фактори успіху проекту

Використовуючи метод Шонфільда будуємо таблицю підприємств та показників, за якими визначатимуться ключові фактори успіху проекту.

A - ТОВ «ШУЛЬЦ-ТЕХНОЛОДЖИ»

B - ТОВ «Energotek»

C - ТОВ СУРП «Орма-Олімп»

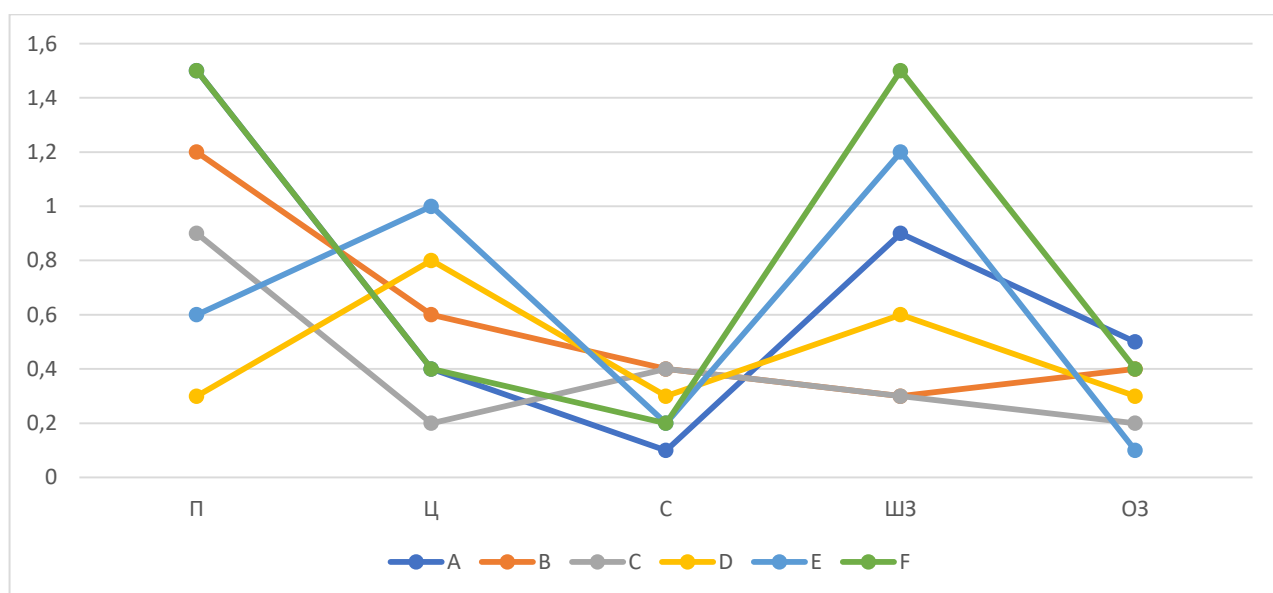
D - ТОВ НВП «Техприлад»

E - Інститут теплофізики

F - HeatEx

Таблиця 5.5. Метод Шонфільда

Характеристика	Коеф. вагомості	Конкурент/оцінка					
		A	B	C	D	E	F
Продуктивність, м <sup>3</sup> (П)	0,3	5	4	3	1	2	5
Ціна, грн/м <sup>3</sup> (Ц)	0,2	2	3	1	4	5	2
К-ть поставч. сировини, од (С)	0,1	1	4	4	3	2	2
Швидкість збирання (ШЗ)	0,3	3	1	1	2	4	5
Обсяг збуту, л(ОЗ)	0,1	5	4	2	3	1	4



## Рис. 5.2. Метод Шонфільда

Як висновок можна зазначити, що основними факторами успіху проекту є продуктивність апарату та швидкість його збирання. За діаграмою можна помітити, що обидва ці показники в запропонованій інновації є вищими за конкурентів.

### 5.6. Анкета для споживачів

1. Звідки Ви дізнаєтеся про новинки ринку обладнання для теплообміну?
  - ☐ Інтернет
  - ☐ Наукові журнали
  - ☐ Щотижневі бюлетені
  - ☐ Інше: \_\_\_\_\_
2. Ви чи Ваше підприємство інвестуєте в розробку інноваційних апаратів теплообміну?
  - ☐ Так
  - ☐ Ні
3. Чи готові Ви отримати тестовий зразок обладнання для впровадження його у власне виробництво на постійній основі? Якщо так – чи готові надсилати періодичні звіти про наявність помилок у його роботі?
  - ☐ Готовий/-а, надсилатиму звіти
  - ☐ Готовий/-а, звіти не надсилатиму
  - ☐ Не готовий/-а
4. Ваше підприємство потребує постійної підтримки точної температури води у виробничій лінії?
  - ☐ Так
  - ☐ Ні
  - ☐ Лише в холодні пори року
5. Чи необхідна Вашому підприємству цілодобова технічна підтримка та консультація від спеціалістів?
  - ☐ Так

☐ Ні

6. Чи готові Ви за додаткову оплату отримувати оновлення обладнання шляхом встановлення додаткових покращених модулів або заміни старих на новіші та продуктивніші?

☐ Так

☐ Ні

### 5.7. Оцінка ринкових позицій інноваційної розробки

#### 5.7.1. Анкета

1. Як Ви вважаєте, чи повинна держава допомагати розвитку інновацій в країні шляхом виділення частини бюджету на дослідження?

☐ Так

☐ Ні

2. Де, на Вашу думку, повинно розташовуватися фармацевтичне/харчове виробництво?

☐ Велике місто/столиця

☐ Обласний центр

☐ Місто

☐ Село/СМТ

☐ Інше \_\_\_\_\_

3. Чи повинна держава віддавати перевагу та рекламувати вітчизняні розробки для зменшення долі ринку закордонних аналогів?

☐ Так

☐ Ні

4. Оцініть роботу влади щодо впровадження інновацій у вказані сфери розвитку міста:

Сфера	Оцінка				
	Відмінн	Добре	Нейтра	Незадов	Погано

Інформаційна (вільний та зручний доступ до податкової, державної та іншої загальнодоступної документації, до мап міста та схем пересування транспорту, до необхідних для певних робіт схем службових будівель)					
Дорожньо-транспортна (будівництво доріг, покращення їх якості та чистоти; покращення якості громадського транспорту, зручності пересування по місту для людей з обмеженням)					
Комунальна (якість комунальних послуг, зокрема послуг з надання опалення, електроенергії, водопостачання, також прибирання вулиць та прибудинкових територій, охорона громадського порядку)					
Фінансова (зручний та зрозумілий доступ до всіх необхідних фінансових установ, збільшення швидкості обробки запитів до таких установ, зрозумілість та змістовність інформаційних пакетів)					

5. Які з факторів мають найбільший вплив на роботу Вашого бізнесу?

- ☐ Фінансування
- ☐ Наявність кваліфікованих працівників
- ☐ Місцезнаходження виробництва
- ☐ Місцезнаходження головного офісу
- ☐ Якість обладнання
- ☐ Технічна підтримка з боку виробника обладнання
- ☐ Обмеження з боку законодавства (напр. правил митного контролю, виплати податків тощо)

6. Ваше підприємство в змозі проводити контроль якості продукції перед випуском її на ринок?

☐ Так

☐ Ні

7. Чи користується Ваше підприємство послугами незалежних експертів з оцінки якості продукції?

☐ Так

☐ Іноді

☐ Ні

5.7.2. Договір на виконання науково-дослідної роботи

**«Підвищення енергоощадності теплообмінника системи**

**водопідготовки»**

\_\_\_\_\_ 201\_ р.

*м. Київ*

## **1. ПРЕДМЕТ ДОГОВОРУ**

1.1. Замовник доручає, а Виконавець бере на себе виконання науково-дослідної роботи за темою **«Підвищення енергоощадності теплообмінника системи водопідготовки»**.

1.2. Наукові, технічні, економічні та інші вимоги до науково-технічної продукції, яка є предметом Договору, викладені у Технічному завданні, що додається в узгодженому між Виконавцем та Замовником форматі до цього Договору.

1.3. Термін здачі робіт – \_\_\_\_\_ 201\_ року.

1.4. Зміст та терміни виконання головних етапів визначаються Календарним планом (додається в узгодженому між Виконавцем та Замовником форматі), що є невід'ємною частиною цього Договору.

1.5. Приймання та оцінка науково-технічної продукції здійснюється згідно з вимогами Технічного завдання.

1.6. Власником науково-технічної продукції, отриманої в результаті виконання договору, є Замовник.

1.7. Авторські права на об'єкт інтелектуальної власності, створений у процесі виконання Договору, належать безпосереднім авторам і виконавцям Договору, відповідно до законодавства про охорону авторських прав, а також угод, укладених між авторами і виконавцями.



1.9. Використання науково-технічної продукції здійснюється Замовником шляхом впровадження у систему організації та здійснення інформаційно-аналітичної роботи.

## **2. ВАРТІСТЬ РОБІТ ТА ПОРЯДОК РОЗРАХУНКІВ**

2.1. За виготовлену науково-технічну продукцію, згідно із цим Договором, Замовник перераховує Виконавцю у відповідності до Протоколу про договірну ціну (додається в узгодженому між Виконавцем та Замовником форматі) без ПДВ (згідно п.5.1.22 статті 5 Закону України «Про податок на додану вартість» від 03.04.97 № 168/97-ВР із змінами та доповненнями) \_\_\_\_\_ **гривень.**

2.2. Замовник перераховує на розрахунковий рахунок Виконавця кошти у розмірах відповідно до Календарного плану на підставі актів здачі-прийняття виконаних робіт. Кінцеві розрахунки здійснюються на основі відповідно до Календарного плану (Додаток 2), з урахуванням виконання умов Договору на основі кошторису фактичних витрат.

2.3. Кошти Виконавцю перераховуються Замовником у встановленому порядку, в межах фактично отриманого фінансування.

2.4. Джерело фінансування – Приватні та державні інвестиції.

## **3. ПОРЯДОК ЗДАВАННЯ ТА ПРИЙМАННЯ РОБІТ**

3.1. Перелік наукової, технічної та іншої документації, що підлягає оформленню та здачі Виконавцем Замовнику по окремих етапах виконання та по закінченні Договору визначено Календарним планом, що додається.

3.2. Передача оформленої в установленому порядку документації по окремих етапах Договору здійснюється супроводжувальними документами Виконавця.

3.3. По завершенні робіт Виконавець представляє Замовнику акт здачі-приймання науково-технічної продукції, комплект наукової, технічної та іншої документації, передбаченої Технічним завданням та умовами Договору, у трьох примірниках та кошторис фактичних витрат.

3.4. Замовник протягом 10 днів із дня одержання акту здачі-приймання робіт та звітних документів, які додаються в узгодженому між Виконавцем та Замовником форматі, зобов'язаний направити Виконавцеві підписаний акт здачі-приймання науково-технічної продукції або мотивовану відмову від приймання робіт.

3.5. У випадку мотивованої відмови Замовника, Сторонами складається двосторонній акт із переліком необхідних доробок і термінів їх виконання.

3.6. У випадку дострокового виконання робіт Замовник має право достроково прийняти та оплатити роботи за договірною ціною.

3.7. Якщо у процесі виконання роботи з'ясується неминучість одержання негативного результату, недоцільність або неможливість подальшого проведення роботи, Виконавець або Замовник зобов'язані призупинити її, сповістивши про це іншу сторону у 5-денний строк після призупинення роботи. У цьому випадку Сторони зобов'язані у 10-денний строк розглянути питання про доцільність та напрями продовження робіт.

3.8. Рішення про припинення НДР оформлюється двостороннім актом з обґрунтуванням мотивації розриву Договору. При цьому Виконавцеві відшкодовуються фактичні витрати за виконану роботу. Сума коштів авансу, що не були використані під час проведення НДР, повертаються Замовнику у 5-денний термін.

#### **4. ВІДПОВІДАЛЬНІСТЬ СТОРІН**

4.1. За невиконання або неякісне виконання обов'язків згідно з цим Договором Виконавець та Замовник несуть майнову відповідальність відповідно до чинного законодавства.

4.2. У разі несвоєчасної здачі робіт (етапу), якщо внаслідок цього Замовник зазнав фінансових втрат, оплата вартості робіт цього етапу Виконавцю не гарантується.

4.3. Додаткові санкції, які не встановлені законодавством, за невиконання або неякісне виконання обов'язків: за умов неякісного виконання робіт їх доопрацювання на вимогу Замовника здійснюється за рахунок Виконавця.

#### **5. ІНШІ УМОВИ ДОГОВОРУ**

5.1. Замовник і Виконавець частково або повністю звільняються від виконання своїх обов'язків за умов виникнення форс-мажорних обставин, передбачити які неможливо на час підписання Договору, а саме: військові дії, стихійні лиха, громадські заворушення, рішення вищих органів держави про секвестрування державного бюджету та внесення інших змін до нього, які унеможливають подальше виконання Договору.

5.2. У разі виникнення форс-мажорних обставин Замовник зобов'язаний надіслати у 5-денний термін письмове повідомлення Виконавцю.

5.3. Якщо під час виконання Договору Замовник отримає кошти з державного бюджету в обсягах менших, ніж визначено Законом України про державний бюджет за відповідною бюджетною програмою, в кінці кожного поточного року проводиться коригування вартості робіт та перенесення етапів виконання календарного плану відповідно до проценту фактичних надходжень з бюджету з оформленням протоколу узгодження ціни на науково-технічну продукцію.

5.4. За згодою Сторін зміст пунктів Технічного завдання, термін дії Договору або етапів Календарного плану, а також вартість робіт за Договором (в тому числі – при несвоєчасному отриманні Замовником фінансування на реалізацію цієї роботи) можуть бути змінені у процесі виконання роботи, що оформлюється додатковою угодою, яка стає невід’ємною частиною Договору. Терміном закінчення дії Договору вважається дата остаточних розрахунків.

5.5. Усі спірні питання вирішуються в порядку, передбаченому чинним законодавством.

5.6. Зобов’язання Сторін щодо забезпечення охорони прав на створені об’єкти інтелектуальної власності приймаються і виконуються згідно чинного законодавства.

## 6. ТЕРМІН ДІЇ ДОГОВОРУ ТА ЮРИДИЧНІ АДРЕСИ СТОРІН

6.1. Термін дії Договору: початок – \_\_\_\_\_ 201\_ р.;  
закінчення – *дата остаточних розрахунків*.

6.2. Адреса та банківські реквізити сторін:

Виконавця: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Замовника: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Усі додатки є невід’ємною частиною Договору.

**Від Виконавця:**

\_\_\_\_\_ **Колесник О.В.**

\_\_\_\_\_ 201\_ р.

**Від Замовника:**

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 201\_ р.

### 5.8. Джерела фінансування НДР

Враховуючи, що обрана інновація може використовуватися як у приватних, так і у державних підприємствах – потенційними джерелами фінансування можуть виступити:

Таблиця 5.6. Джерела фінансування НДР

№ п/п	Джерело фінансування	Пріоритет
1.	Система грантів за підтримкою Державного фонду фундаментальних досліджень (напрямок - наукові основи перспективних технологій)	1
2.	Державні фонди спеціального призначення	2
3.	Держбюджет	3
4.	Приватні підприємства	4
5.	Власні кошти	5

### 5.9. Оцінка ризиків та страхування розробки

Таблиця 5.7. Оцінка ризиків

№ п/п	Ризик	Ймовірність настання	Вплив на результат
1	відсутність або недостатність коштів для самофінансування	висока	зупинка процесу впровадження
2	відсутність реального джерела зовнішнього інвестування	середня	зменшення прибутку
3	утрата джерела фінансування проекту в процесі його реалізації	висока	зупинка процесу впровадження
4	невідповідність цін, передбачених бізнес-планом, та реальних ринкових цін	низька	зменшення прибутку/збільшення прибутку
5	недостатнє забезпечення виробництва ресурсами	середня	зменшення прибутку, сповільнення

			впровадження
6	помилковий вибір цільового сегмента ринку, стратегії продажу продукту	середня	вилучення продукту
7	неефективна реклама	низька	зменшення прибутку та довіри потенційних покупців
8	недостатньо налагоджена система взаємодії з партнерами та контрагентами	середня	зменшення прибутку
9	створення продуктів-замінників	висока	зменшення вартості продукції, можливе витіснення розробки з ринку
10	низький рівень патентного захисту	середня	втрата інтелектуальної власності
11	низький рівень збереження комерційних таємниць	середня	втрата інтелектуальної власності
12	непередбачене збільшення ринкових цін на ресурси	висока	зменшення прибутку
13	витрати на непередбачені бізнес-планом заходи	низька	зменшення прибутку
14	виплати за термінові роботи	низька	зменшення прибутку
15	штрафні санкції, арбітражні виплати	середня	зменшення прибутку
16	недосягнення бажаних економічних результатів у процесі розробки та впровадження інновацій	висока	зменшення прибутку
17	перевищення кошторису витрат у процесі досліджень	середня	зменшення прибутку

18	недосягнення прогнозних технічних параметрів у процесі проведення науково-дослідних і технологічних розробок	низька	витрати на проведення додаткових експериментів
19	виникнення небажаних економічних наслідків у процесі реалізації інноваційних проектів	середня	зменшення прибутку
20	виникнення нових конкурентів	середня	витіснення з ринку

### Методи страхування

1. "Покриття витрат, пов'язаних із порушенням патентних прав". Цей договір компенсує страхувальникові судові витрати по переслідуванню особи, яка порушила його виключні права на об'єкти, тобто:

- витрати щодо пред'явлення позову;
- витрати у разі пред'явлення зустрічного позову і звинувачення в недійсності патенту;
- витрати на експертизу патенту;
- витрати на повтор патенту для підкріплення позову.

2. "Покриття витрат на захист патентних прав". Цей договір захищає страхувальника у разі пред'явлення йому заяви про порушення виключних прав на об'єкти ІВ третіх осіб і покриває витрати по захисту в суді, а також витрати по виконанню судового рішення або відступні при досудовому врегулюванні претензій.

### 5.10. Підприємство у промисловій структурі держави

Назва підприємства: ТОВ «HeatEx»

Організаційно-правова форма: Товариство з обмеженою відповідальністю. Комерційне підприємство в сфері сучасних технологій.

Мета діяльності: виготовлення якісної конкурентоспроможної продукції, а саме теплообмінників, які будуть використовуватись на фармацевтичних та біотехнологічних підприємствах.

Основні завдання: задоволення потреб споживача у якісному теплообмінному обладнанні: проектування, монтаж обладнання, запуск, технологічне обслуговування.

За ресурсами, що споживає: матеріаломістке, енергомістке та працемістке;

Економічне призначення: товари споживчого призначення (група А).

Тип виробничих структур: підприємство споживчого типу.

Структура виробництва: вузькоспеціалізоване.

Форма власності майна: колективна.

Галузева приналежність: металургія.

5.11. Матеріальна, документальна та організаційно-технічна підготовка виробництва

5.11.1. Розрахунок техніко-економічних показників

5.12. Техніко-економічні показники підприємства

Основні фонди підприємства

Згідно Податкового кодексу термін експлуатації наступних основних фондів та амортизаційні відрахування наведено в таблиці 5.10

Таблиця 5.8 – Вартість основних фондів

№	Найменування	Кількість, шт	Вартість, грн	Норма амортизації, %	Амортизаційні відрахування, грн
1.	Оренда приміщення (склад, лабораторія, виробниче приміщення)	3	500 000	20	100 000
2.	Транспорт	1	100 000	20	20 000
3.	Обладнання	2	700 000	20	140 000
4.	Виробничий інвентар		50 000	20	10 000

	Загальна вартість		1 350 000		270 000
--	-------------------	--	-----------	--	---------

Сума амортизаційних відрахувань за рік визначається за формулою

$$\sum A_p = \frac{O_{\text{Фп}} \cdot H_p}{100\%} (\text{грн})$$

де  $\sum A_p$ - сума амортизаційних відрахувань за рік;  $O_{\text{Фп}}$ - повна початкова вартість об'єкта.

$H_p$ - річна норма амортизації до первісної (відновлювальної) вартості об'єкта амортизується майна (у відсотках);

Сума амортизаційних відрахувань за рік складе

$$\frac{500000 \cdot 20\%}{100\%} = 100\,000 \text{ грн} \quad (1)$$

$$\frac{100000 \cdot 20\%}{100\%} = 20\,000 \text{ грн} \quad (2)$$

$$\frac{700000 \cdot 20\%}{100\%} = 140\,000 \text{ грн} \quad (3)$$

$$\frac{50000 \cdot 20\%}{100\%} = 10\,000 \text{ грн} \quad (4)$$

#### Оборотні фонди підприємства

1. Вартість сировини вказана на таблиці 5.9

Таблиця 5.9 – Витрати сировини на одиницю продукції

Сировина	Кількість	Ціна	Вартість, грн
Сталь 12х18н10т (ГОСТ5632-95)	88 кг	95 грн/кг	8 360,00
Алюміній	1 кг	45 грн/кг	45,00
Всього			8405,00

2. Пакування кінцевого продукту здійснюється у дерев'яну стійку, для полегшення переміщення та запобігання пошкодження при перевезенні.

Ціна за одиницю – 150 грн.

3. Витрати на електроенергію.



Таблиця 5.10 – Спожита електроенергія

Електрообладнання	Потужність, кВт·год	Час використання електрообладнання, год	Використана потужність, кВт
Обладнання	8	12	96
Освітлення	0,1	24	2,4
Разом			98,4

Тариф на електричну енергію для юридичних осіб становить 3 грн за кВт·год електроенергії.

$$E = 98,4 \cdot 3 = 295,2 \text{ грн}$$

4. Витрати на водопостачання: для проведення прибирання необхідно 100 л води, що дорівнює 0,01 куб.м. Постановою від 04.10.2018 № 1168 Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг, з 14.10.2018 встановлений тариф на послуги з централізованого водопостачання та водовідведення у розмірі 18,288 грн за 1 куб.м води. Витрати на водопостачання становлять  $18,288 \cdot 0,01 = 1,83$  грн.

5. Для виробництва одиниці продукції задіяно 2 працівники, із заробітною платою 7000 грн.

$$\text{ФОП} = 7000 \cdot 2 \cdot 1,22 \cdot 12 = 204\,960 \text{ грн},$$

де 1,22 – це нарахування на заробітну плату в розмірі 22 %.

Враховуючи, що за рік виробляється 500 одиниць продукції, то заробітня плата працівників на одиницю продукції складе 409,92 грн.

Калькуляція на випуск одиниці продукції у таблиці 5.11.

Таблиця 5.11 – Калькуляція на випуск одиниці продукції.

№	Статті калькуляції	Сума, грн.
1.	Сировина	8 405,00
2.	Пакування	150,00
3.	Електроенергія	295,20
4.	Водопостачання	1,83
5.	Заробітна плата	409,92
Всього		9 261,95

Собівартість продукції за рік:

$$C_{\text{рік}} = \text{Обз} + A = (9\,261,95 \cdot 500) + 270\,000,00 = 4\,900\,975 \text{ грн/рік.}$$

Капіталовкладення за рік:

$$K = \text{ОФ} + \text{Обз} = 1\,350\,000,00 + (9\,261,95 \cdot 500) = 5\,980\,975 \text{ грн.}$$

#### Ціноутворення

Спираючись на проведений аналіз ринку та розрахунки собівартості продукції та стартапу в цілому, можна зробити висновок, що даний апарат можливо продавати із маржою в 30%:

$$\text{Ц} = \text{С} + \text{М}\% = 9\,261,95 + 30\% = 12\,040,54 \text{ грн/од.}$$

При виготовленні 500 одиниць продукції на рік прибуток складатиме:

$$\text{П} = \text{С} \cdot \text{М}\% \cdot 60 = 9\,261,95 \cdot 30\% \cdot 500 = 1\,389\,292,5 \text{ грн/рік}$$

Строк окупності проекту:

$$T = \frac{K}{\text{П}} = \frac{5\,980\,975}{1\,389\,292,5} = 4,3 \text{ роки}$$

Таблиця 5.12. Техніко-економічні показники підприємства

№ п/п	Показник	Позначення показників підприємства	Значення показників підприємства
1	Річний випуск, од/рік	$V_n$	500
2	Чисельність персоналу за списком, осіб	$Ч_{сп_n}$	2
3	Середньорічний виробіток робітника, од/особу	$V_n / Ч_{сп_n}$	250
4	Капіталовкладення у проект, грн: всього, грн на одиницю продукції, грн/од	$K$ $K/V_n$	5 980 975 11 961,95
5	Загальна собівартість продукту: всього, грн на одиницю продукції, грн/од	$C_{з_n}$ $C_n$	4 900 975 9 261,95
6	Ринкова вартість продукту, грн/од	$Ц$	12 040,54
7	Відносний прибуток на одиницю продукції, грн/од	$П = Ц - C_n$	2 778,59
8	Рентабельність продукту, %	$R_n = (П \cdot 100) / C_n$	30
9	Термін повернення капіталовкладень, років	$T_{пов} = K / П_n$	4,3
10	Вартість виробничих фондів, грн У тому числі: основних оборотних	$ВФ_n$  $ОФ_n$ $ОбФ_n$	5 980 975  1 350 000 4 630 975
11	Фондовіддача виробничих фондів, грн	$ФВ_n = (В_n Ц) / ВФ_n$	1,01
12	Фондомісткість, грн/рік	$ФЄ_n = 1 / ФВ_n$	0,99
13	Продуктивність праці підрозділу, грн/особу	$ПП_n = (В_n Ц) / Ч_{сп_n}$	3 010 135
14	Коефіцієнт економічної ефективності	$E = 1 / T_{пов}$	0,23

## ВИСНОВОК

В даній роботі було здійснено розробку оптимізованої конструкції кожухотрубного теплообмінника для нагрівання води.

Розрахунки та креслення виконані згідно чинних стандартів, з використанням сучасних системних та інформаційних технологій.

Для підтвердження працездатності та надійності апарату, окрім розрахунків, було проведене моделювання навантажень в програмі SolidWorks.

Ефективність запропонованої конструкції з наявністю перегородок у міжтрубному просторі підтверджена комп'ютерним моделюванням теплообміну в середовищі FlowVision, а також математичним моделюванням з використанням математичного пакету MathCad.

Отримані моделі дозволяють імітувати реальний фізичний процес, тому можуть використовуватися для побудови теплообмінного обладнання.

Також, були проведенні розрахунки корпусу, кришок, фланців та опор на міцність та стійкість, дані рекомендації з монтажу та експлуатації кожухотрубного теплообмінника.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Василенко С. М. Теплообмінні апарати. Основи розрахунку та вибору: [навч. посіб. для студ. техн. спец.] / С. М. Василенко, В. В. Шутюк. – 2000. – 36 с.
2. Олексюк А. А. Номограми для підбору підігрівально-акумуляторних установок гарячого водопостачання / А. А. Олексюк // Наука і техніка в міському господарстві : респ. межв. сб. – Київ : Будівельник, 1979. – № 40. – С. 99 – 103.
3. Левченко Б. О. Тепло- і масообмінні апарати і установки промислових підприємств : [навч. посіб. студ. техн. спец] / Б. О. Левченко [та ін.]. – Харків : ХГПУ, 1999. – Ч.1. – 420 с.
4. Голінко І. М. Моделювання та оптимізація систем керування [Текст] / І.М. Голінко, А. І Кубрак. – Кам'янець–Подільський : Буйницький, 2012. – 262 с.
5. Справочник по теплообменникам: справочник / под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова. – М. : Энерговидат, 1987. – Т.2. – 352 с. 124
6. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / пер. с нем. И. Н. Дулькина. – М. : Энергоатомиздат, 1981. – 384 с
7. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. [текст] / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков – Л.: "Химия", 1976. – 552 с.
8. <https://fv-tech.com/en/about-flowvision/flowvision> [Електронний ресурс]
9. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. Том 1. [текст] / В. И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.: ил.
10. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. Том 2. [текст] / В. И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.: ил.
11. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. Том 3. [текст] / В. И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.: ил.

12. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов : ГОСТ 6533-78\* – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1980. – 39 с.
13. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Изд. 2-е. В 2-х частях.: Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. М.: Химия, 1995. – 400 с.: ил.
14. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность : ГОСТ 14249-89 – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1990. – 73 с.
15. Лапы опорные подвесных вертикальных сосудов и аппаратов. Основные размеры : ГОСТ 26296-84 – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1980. – 15 с.

## ДОДАТОК А. Специфікації

## ДОДАТОК Б. Творчий доробок



## 1. Рукопис статті в журналі «Інтернаука»

Технічні науки

УДК 663.11

**Шибецький Владислав Юрійович**

кандидат технічних наук, доцент кафедри біотехніки та інженерії

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**Шибецкий Владислав Юрьевич**

кандидат технических наук, доцент кафедры биотехники и инженерии

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

**Shybetsky V.**

Ph.D.

National Technical University of Ukraine

«Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

**Бас Тетяна Олексіївна**

Магістр

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**Бас Татьяна Алексеевна**

Магистр

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

**Bas T.**

*Master of the*

*National Technical University of Ukraine*

*"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"*

***Колесник Олексій Володимирович***

Магістр

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**Колесник Алексей Владимирович**

Магистр

Национальный технический университет Украины  
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

**Kolesnyk O.**

*Master of the*

*National Technical University of Ukraine*

*"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"*

# КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ОРЕБРЕНОЇ ТРУБИ

## КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ОРЕБРЕННОЙ ТРУБЫ

### COMPUTER SIMULATION OF FINNED TUBE HEAT EXCHANGE

***Анотація.** Проаналізований вплив параметрів геометрії оребрення на інтенсивність теплообміну. Приведені результати комп'ютерного моделювання процесу теплопередачі між водою та повітрям в теплообміннику з оребреними трубами.*

***Ключові слова:** інтенсифікація теплообміну, оребрення, теплопередача, моделювання.*

***Аннотация.** Проанализировано влияние параметров геометрии оребрения на интенсивность теплообмена. Приведены результаты компьютерного моделирования теплообмена между водой и воздухом в теплообменнике с оребренными трубами.*

***Ключевые слова:** интенсификация теплообмена, оребрение, теплопередача, моделирование.*

***Summary:** The analysis of the effect of fin geometry on the heat transfer intensity. The results of computer simulation of heat transfer between water and air in a heat exchanger with finned tubes are presented.*

***Key words:** heat transfer intensification, finning, heat transfer, modeling.*

## **1. Вступ**

Неможливо уявити жодне фармацевтичне підприємство без дотримання вимог НВП [1] технологічного процесу, який в свою чергу складається з основних та допоміжних операцій. Актуальність даного питання в тому, що підготовки повітря є однією з найважливіших допоміжних операцій, адже повітря являється оточуючою аерацією для всіх одиниць обладнання, що приймають участь у процесі.

Для комфортної роботи персоналу повинен підтримуватись постійний температурний режим, який регламентується технічними нормами [2], а в холодний період необхідна система підігріву повітря, що подається на аерацію. Для підігріву зазвичай використовуються теплообмінники і калорифери. Калорифери доцільно використовувати при відсутності строгих умов асептичності. Але у випадку з фармацевтичним підприємством необхідно мінімізувати можливість контамінації, використовуючи закриту систему, такою системою є теплообмінник.

## **2. Аналіз існуючих методів інтенсифікація та постановка проблеми**

Звичайні теплообмінні конструкції є ефективними для теплообміну двох рідин або теплообміну зі зміною агрегатного стану. Але з урахуванням теплофізики повітря звичайні труби не є ефективними.

Застосування теплообмінників з інтенсифікованим теплообміном є особливо актуальним на сучасному етапі, оскільки воно дозволить реалізувати необхідні температурні режими, які є невід'ємною частиною технологічного процесу з більш високою точністю, надійністю і з набагато меншими енергетичними втратами і підвищеною ремонтпридатністю устаткування, ніж існуючі методи. Саме тому мета даної роботи – оптимізація конструкції теплообмінника, що дозволить знизити його масогабаритні показники в результаті інтенсифікації теплообміну, при наперед заданому тепловому потоці, гідравлічних втратах, витраті і температурах теплоносія; в ряді випадків

завданням є отримання заданого температурного рівня стінок поверхні теплообміну при фіксованих режимних і конструктивних характеристиках. Задачею, для досягнення поставленої мети, буде побудова комп'ютерної моделі та дослідження впливу оребрення і аналіз його параметрів на теплопередачу.

Можна виділити два напрямки інтенсифікації. Один з них пов'язаний зі збільшенням теплового потоку без урахування додаткових витрат енергії.

Другий напрямок пов'язаний зі збільшенням теплового потоку при заданій величині енергії, що тратиться на перекачку теплоносія, тобто зі збільшенням ефективності тепловіддачі.

Важливим фактором на шляху збільшення кількості переданого тепла є підбір оптимальної геометрії і типу теплообмінної поверхні. Умови роботи теплообмінника визначає і тип теплообмінної поверхні. Так, при більшому тиску найбільш прийнятними є круглі труби, при малих коефіцієнтах тепловіддачі – різноманітні оребрені поверхні і т.д.

Досліджений ряд методів інтенсифікації [3]:

1. Метод цілеспрямованої штучної турбулізації потоку в пристінній зоні, заснований на періодичному створенні невеликих вихрових зон біля стінки, які є джерелом додаткової турбулізації потоків.

2. Метод закрутки потоку всередині овальних труб і при поздовжньому і поперечному обтіканні щільноупакованих пучків кручених труб і стержнів.

3. Метод керованого відриву пограничного шару при поперечному обтіканні пучків труб за допомогою створення на них спеціальних турбулізаторів.

Зі збільшенням компактності теплообмінника, як правило, зменшується питома витрата металу на одиницю тепла, що передається. Застосування компактних теплообмінників виправдовує себе в тому випадку, якщо одним з теплоносіїв є газ, а самі теплоносії достатньо чисті і не викликають корозію поверхні. Падіння теплового навантаження може бути компенсовано збільшенням поверхні теплообміну (збільшенням поверхні пластин), що, в свою чергу, також призведе до збільшення витрат енергії на подолання сил

опору руху, але тільки в тій пропорції, в якій збільшена поверхня теплообміну. На високу ефективність теплообмінної поверхні впливає будь-яка модифікація геометрії поверхні, що веде до більш високого коефіцієнту тепловіддачі для даної швидкості потоку.

Природно, що компактні високоефективні поверхні теплообміну можуть мати безліч різноманітних геометричних форм, і в багатьох випадках найбільш прийнятними є якраз ті, які мають дуже складну геометричну форму. Тільки для поверхні з простою геометричною формою, такий, як пластинчата форма, можна зробити повний аналітичний розрахунок для виявлення основних її характеристик; для інших поверхонь основні показники можуть бути отримані тільки експериментальним шляхом з використанням законів моделювання для визначення діапазону застосування отриманих результатів.

Різні типи розглянутих нами компактних поверхонь об'єднані в наступні групи:

1. Трубчасті поверхні: а) рух потоку всередині круглих і плоских (сплюснутих) труб; б) поперечне обтікання пучків гладких труб.

2. Пластинчато-ребристі поверхні: а) гладкі ребра; б) жалюзійні ребра; в) короткі пластинчасті ребра; г) хвилясті ребра; д) стержневі ребра; е) перфоровані ребра.

3. Поперечне обтікання пучків оребrenних труб: а) круглі ребра і труби; б) круглі труби, суцільні ребра; в) плоскі труби, суцільні ребра.

4. Насадочні поверхні.

Детальніше розглянемо оребrenня поверхонь теплообміну, яке застосовується як для зменшення габаритів теплообмінних апаратів, так і для вирівнювання термічних опорів та інтенсифікації процесів теплопередачі в цілому. Оребrenня здійснюють з боку теплоносія з меншим значенням коефіцієнта тепловіддачі. Для прикладу, розглянемо частину труби зі стандартним спіральним оребrenням, для якої задані граничні, фізичні та геометричні умови.

Для досягнення поставленої мети було поставлено наступні задачі:

- 1) Побудувати комп'ютерну модель процесу теплопередачі між водою та повітрям в теплообміннику з оребреними трубами;
- 2) Проаналізувати вплив параметрів геометрії оребрення на інтенсивність теплообміну.

### 3. Моделювання процесу теплообміну

Для моделювання обрано відрізок оребреної труби (рис.1) з кількістю ребер  $n=10$ . Для даного відрізка побудований геометричний об'єм (рис.2), який може займати повітря, в якому вирізана труба разом з ребрами.

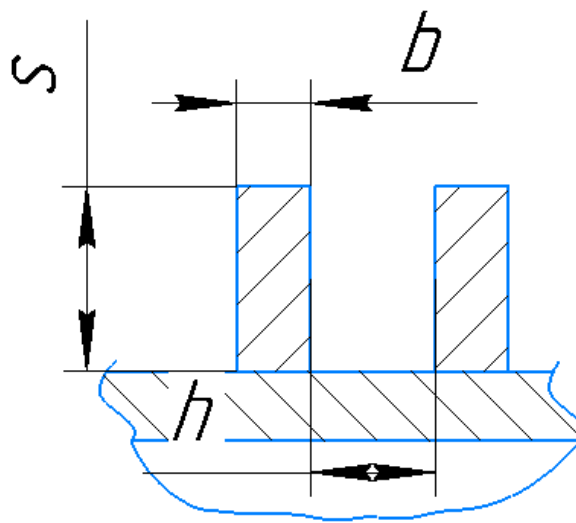


Рис.1. Фрагмент оребрення труби

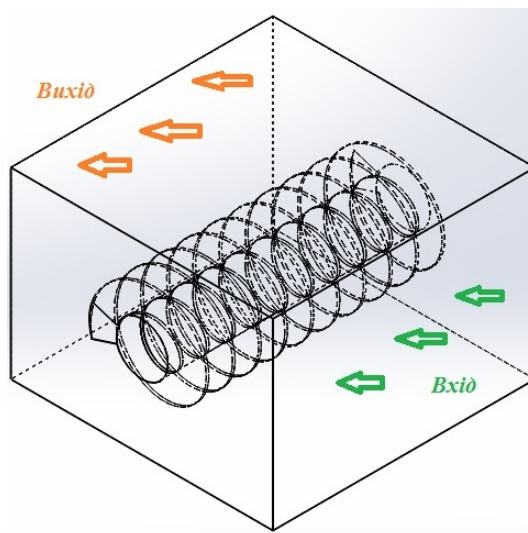


Рис.2. Комп'ютерна модель частини труби з оребренням

Фізичний процес в реальному апараті: повітря нагрівається від  $t=10^{\circ}\text{C}$  до  $t=20^{\circ}\text{C}$ , вода подається в трубний простір, повітря – в міжтрубний. Швидкість води  $v_v=0,038 \text{ м/с}$ , швидкість повітря  $v_n=23,57 \text{ м/с}$ . Матеріал перегородки – сталь.

Фізичні умови однозначності реалізуються за рахунок використання «бібліотечного» середовища Air, для якого характерні теплофізичні властивості повітря.

Для моделювання було використане програмне забезпечення ANSYS, який базується на методі кінцевих елементів, отже необхідно розбити об'єм на елементарні об'єми за допомогою відповідного модуля MESH.

Граничними умовами для даної задачі є вхід повітря, що реалізується за допомогою властивості «inlet» з наступними параметрами: температура  $t_n=40^{\circ}\text{C}$  і швидкість  $v_n=1 \text{ м/с}$ , вихід повітря задається за допомогою властивості «outlet» з параметрами тиску, який приймаємо рівним атмосферному (тобто без додаткових гідравлічних опорів). Для зменшення навантаження на ПК, ми «викидаємо» трубу та замінюємо її граничними умовами «wall» з параметрами  $t_{cm}=20^{\circ}\text{C}$ .

В результаті моделювання отриманий контур розподілу температур. Моделювання проводилось для різних значень ширини ребра, яке набуває значень 1 і 2 мм. В результаті збільшення ребра в 2 рази, на виході з об'єму максимальне значення температури майже не змінюється, але ширина області з максимальною температурою збільшується в декілька разів. У повздовжньому перерізі спостерігається збільшення зон з більш високою температурою. Максимальна температура після теплообмінної труби складає  $49,5^{\circ}\text{C}$ .

Також проводилося дослідження для значень діаметрів оребрення 10 та 20 мм (рис.3). Як і варто було очікувати, інтенсивність зміни температури найвища у варіанті з найбільшою площею ( $h=20\text{мм}$ ,  $b=2\text{мм}$ ). Якщо порівняти найменші та найбільші значення, контур температур більш рівномірний, а середнє значення температури на виході з об'єму складає  $53^{\circ}\text{C}$ .



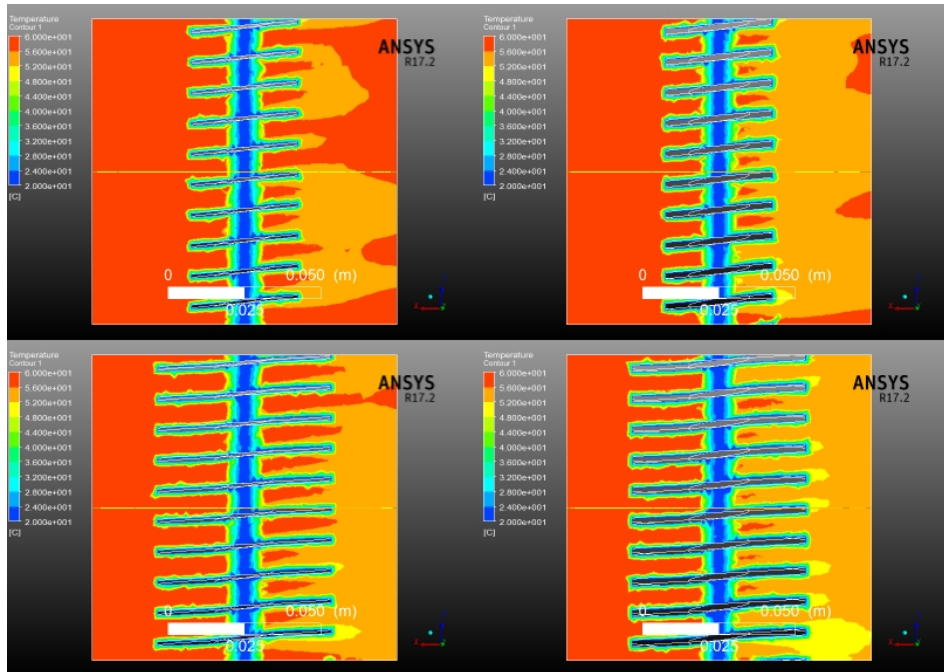


Рис.3. Контур температур у повздовжньому розрізі для 4 моделювань  
( $s=10\text{ мм}$ ,  $b=1\text{ мм}$ ;  $s=10\text{ мм}$ ,  $b=2\text{ мм}$ ;  $s=20\text{ мм}$ ,  $b=1\text{ мм}$ ;  $s=20\text{ мм}$ ,  $b=2\text{ мм}$ )

Для того, щоб оцінити відмінність температур при використанні різних за розмірами ребрень, був побудований графік залежності температур від довжини, що проходить повітря (рис.4). Як бачимо, різниця максимальних значень на виході по даній лінії складає майже  $2,5^{\circ}\text{C}$ .

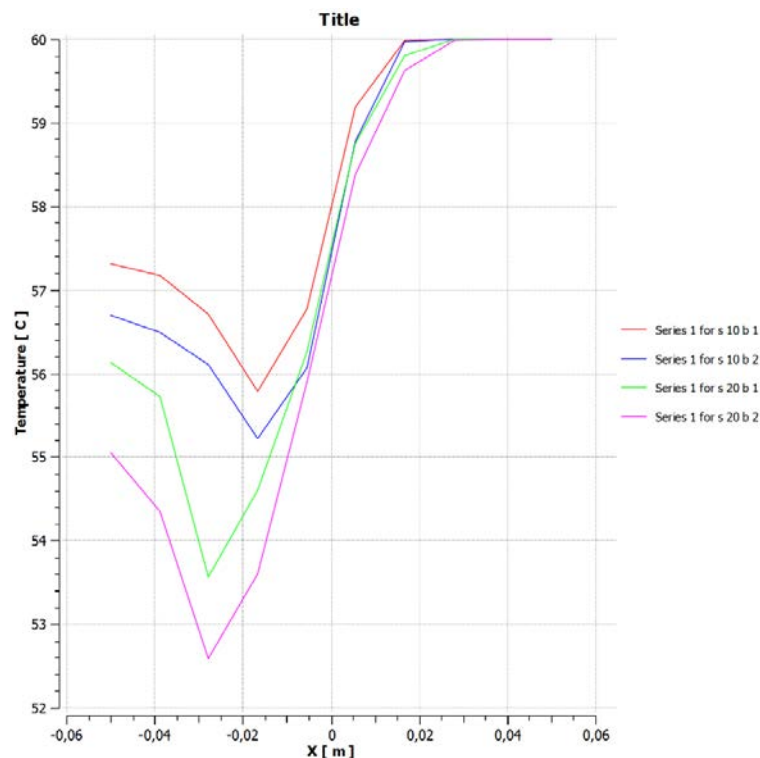


Рис.4. Графік температур проходження процесів

З урахуванням того, що було змодельовано довжину 10 витків, дає змогу стверджувати, що ми можемо суттєво інтенсифікувати теплообмін в цілому.

#### **4. Висновки**

Отже, побудована комп'ютерна модель, яка дає можливість аналізувати ступінь впливу різних параметрів на розподіл температур.

При збільшенні ширини та висоти оребрення в 2 рази, різниця температур на виході збільшується на 2,5°C, крім того, більша площа впливає на рівномірність розподілу температур.

Комп'ютерна модель дозволяє імітувати реальний фізичний процес, тому може використовуватися для побудови теплообмінного обладнання.

#### **Література**

1. Настанова СТ-Н МОЗУ 42-4.0:2016 Лікарські засоби. Належна виробнича практика

2. ДСТУ ГОСТ ИСО 14644-1:2004 Чисті приміщення і пов'язані з ними контрольовані середовища. Частина 1. Класифікація чистоти повітря (ГОСТ ИСО 14644-1-2002, IDT)

3. Лобанов И.Е. Теория интенсифицированного теплообмена и эффективности его применения для перспективных компактных теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве [Текст] /И.Е. Лобанов, Л.М. Штейн// Альманах современной науки и образования. Тамбов: Грамота, 2010 – №3(34). – Часть 1.

## 2. Тези для XI Всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченої 170 річниці від дня народження Іллі Мечнікова, Київ, 21 квітня 2017р.

УДК 663.2

### Використання укупорочних апаратів у харчовій промисловості

Колесник О.В.

Національний технічний університет України "КПІ"

пр. Перемоги 37, Київ, 03056

Факультет біотехнології і біотехніки

alexkoleso@gmail.com

Укупор пляшки – фінальна стадія розливу рідини, на якій заповнена напоем скляна або пластикова ПЕТ-пляшка укупорується пробкою. В залежності від типу тари й розлитого в неї напою здійснюється вибір пробки. Так, для пластикових ПЕТ-пляшок можуть використовуватися гвинтові, однокомпонентні чи двокомпонентні пробки, тригер-помпи та помпи-диспенсери.

Укупорування пляшок, банок та ін. застосовується у харчовій промисловості, передусім при розливі харчових рідин. Його застосовують для запобігання виливання продукту з тари та для подальшого його безпечного транспортування.

Процес укупору може відбуватися як в автоматичному, так й у напівавтоматичному режимі. В процесі автоматичного укупору горло тари синхронізується з орієнтатором, де на пляшку одягається пластикова пробка. Після цього обертова голівка з магнітною муфтою або спеціальними роликми здійснює закручування пробки. В процесі автоматичного укупору робота оператора зводиться до своєчасного поповнення бункера-орієнтатора пластиковими пробками.

В процесі напівавтоматичного укупору, зростає роль обслуговуючого персоналу – оператор має сам установлювати пластикову пляшку з заздалегідь одягненою пробкою під укупоруючу голівку. Далі укупорування проходить у тому ж режимі, що й у процесі автоматичного укупору.

Укупор є невід'ємною частиною системи пакування рідин у пластикову пляшку. Методом лінійної подачі можливе здійснення укупору пляшок різної форми.

Укупорочна установка УУ-1 (рис. 1) призначена для укупорування скляних пляшок із гладким горлечком алюмінієвими ковпачками.

Установка виготовляється для категорії розміщення 4 за ГОСТ 15150-69 у кліматичному виконанні УХЛ4 для експлуатації при температурі оточуючого середовища не нижче 10°C та відносній вологості повітря не вище 80 % за температури 20°C.

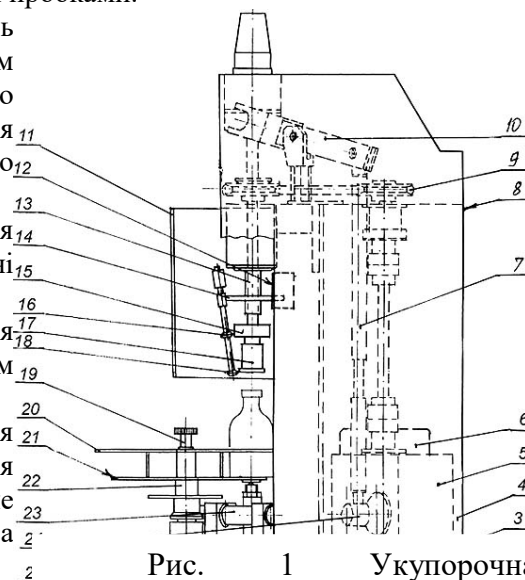


Рис. 1 Укупорочна установка УУ-1

Схема установки (див. рис. 1): 1 – опори; 2 – підставка; 3 – пас клиновий; 4 – корпус; 5 – редуктор; 6 – елек – пас клиновий; 10 – важіль; 11 – щиток; 12 – пульт керування, 13 – шпиндель, 14 – механізм обкатки ковпачків; 15 – копір; 16 – опорний ролик; 17 – змінний закатуючий ролик; 18 – закатуючий ролик; 19 – гвинт; 20 – змінна касета; 21 – диск; 22 – механізм подачі пляшок; 23 – штанга з собачкою; 24 – кривошипно-шатунний механізм; 25 – вхідний вал редуктора.

Література:

1. Кунце В. Технология солода и пива [Текст] / В. Кунце. – СПб.: Профессия, 2001, – 470 с.
2. Асинов М. С. Технологическое оборудование консервных заводов [Текст] / М. С. Аминов, М. Я. Дикис, А. Н. Мальский, А. К. Гладушняк. – М.: Агропромиздат, 1986. – 319 с.

<http://prombiotech.kpi.ua/materials/Conferenc/conf2016.pdf>

[illegible]

[illegible]

[illegible]

**РЕЦЕНЗІЯ**  
**на магістерську дисертацію**  
**на здобуття ступеня магістр**

виконаний на тему: Підвищення енергоощадності теплообмінника системи водопідготовки

студентом Колесником Олексієм Володимировичем  
(прізвище, ім'я, по батькові)

На рецензію подано магістерську дисертацію, яка складається з 3 листів формату А1, 3 листів А2, 2 листів А3 та 2 листів А4 графічної частини та розрахунково-пояснювальної записки обсягом 94 сторінки.

У роботі розглядаються процеси гідродинаміки та масообміну при теплообміні в теплообміннику кожухотрубному за наявності перегородок у міжтрубному просторі та розраховано коефіцієнти тепловіддачі при різному розташуванні труб, порівняно ефективність теплообмінника при різних кількості та розташуванні перегородок.

Всі креслення та пояснювальна записка виконана з використанням ПК, а саме прикладних програм Microsoft Office Word 2019, КОМПАС-3D V18, Solidworks 2018 та FlowVision. Пояснювальна записка та графічна частина виконана у відповідності до норм Держстандарту.

Вважаю, що магістерська дисертація відповідає вимогам до магістерських дисертацій.

Студент Колесник Олексій Володимирович заслуговує на присвоєння ступеня магістра за спеціальністю 133 галузеве машинобудування та освітньої кваліфікації «магістр з галузевого машинобудування»

**Рецензент**

\_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

\_\_\_\_\_

(підпис)

\_\_\_\_\_

(ініціали, прізвище)

Печатка установи, організації рецензента *(тільки для зовнішнього рецензента)*